



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NADKRITICKÉ OBĚHY

SUPER-HEATED STEAM CYCLES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN UHEREK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Uherek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Nadkritické oběhy

v anglickém jazyce:

Super-heated steam cycles

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na problematiku vysoce efektivních tepelných oběhů používaných v energetických centrálách. V rámci řešení bude zpracován rešeršní přehled o parametrech nadkritických oběhů a používaných koncepcích uspořádání jednotlivých prvků oběhu. Představeny budou centrály využívající nadkritických oběhů. Přehledová práce bude doplněna praktickou ukázkou výpočtu vybrané teplosměnné plochy.

Cíle bakalářské práce:

1. Představte technologii nadkritických oběhů a srovnajte ji s běžným (nizkotlakým) parním oběhem.
2. Stanovte vliv změny parametrů nadkritického oběhu na výslednou účinnost oběhu.
2. Uveďte příklady úspěšného nasazení nadkritických oběhů.
3. Proveďte stručný výpočet vybrané teplosměnné plochy.

Seznam odborné literatury:

Příručka energetika - Zdeněk Ibner, 2001

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 22.11.2013

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

Abstrakt

Smyslem této bakalářské práce je představení vysoce efektivních energetických oběhů používaných v elektrárnách a jejich porovnání s klasickými oběhy. Dále bude popsán vliv těchto oběhů na účinnost výroby elektrické energie. V další části jsou představeny elektrárny, kde byla technologie nadkritických oběhů úspěšně nainstalována. Poslední část práce obsahuje výpočet teplosměnné plochy. Závěr práce se pokouší nastínit budoucnost energetiky z autorova pohledu.

Klíčová slova

Elektrárna, energie, vodní pára, oběh, parametry páry, tepelný výměník, účinnost, energetika

Abstract

The purpose of this bachelor's thesis is to present new, highly efficient thermal cycles used in power plants, and to compare them with classical cycles. First, the impact of these cycles on the efficiency of electricity production is examined. The following section describes power plants where the supercritical technology has been successfully installed. The last section explains the calculation of the heat transfer surface. The conclusion of this thesis attempts to outline the future of energetics from the author's point of view.

Key words

Power plant, energy, water steam, cycle, properties of steam, heat exchanger, efficiency, energetics

Bibliografická citace

UHEREK, J. *Nadkritické oběhy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 49 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně s použitím uvedených zdrojů. Dále prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, a že nedošlo k porušení autorských práv (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. O právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

V Brně dne 30.5.2014

.....
Podpis

Poděkování

Tímto děkuji panu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, týkající se zpracování bakalářské práce.

1 Obsah

Zadání bakalářské práce

Abstrakt

Bibliografická citace

Čestné prohlášení

Poděkování

| | | |
|-----|---|----|
| 1 | Obsah..... | 8 |
| 2 | Úvod | 10 |
| 3 | Cykly parostrojních zařízení..... | 11 |
| 3.1 | Carnotův cyklus v oblasti mokré páry..... | 11 |
| 3.2 | Rankineův-Clausiusův cyklus..... | 11 |
| 3.3 | Cyklus parostrojního zařízení s přehřevem páry | 13 |
| 3.4 | Cyklus parostrojního zařízení s přehřevem a znovupřehřevem páry | 14 |
| 4 | Technologie nadkritických okruhů..... | 16 |
| 4.1 | Kritický bod látky..... | 16 |
| 4.2 | Dělení okruhů podle parametrů páry | 17 |
| 4.3 | Srovnání nadkritických bloků s podkritickými | 17 |
| 4.4 | Schéma nadkritického okruhu | 18 |
| 4.5 | Nadkritický blok elektrárny Ledvice..... | 19 |
| 5 | Vliv parametrů okruhu na účinnost systému | 21 |
| 5.1 | Účinnost systému | 21 |
| 5.2 | Postup tvorby grafů vlivu parametrů páry na účinnost systému | 21 |
| 5.3 | Změna účinnosti v závislosti na přehřátí páry..... | 22 |
| 5.4 | Změna účinnosti v závislosti na tlaku páry (Omezeno teplotou páry)..... | 24 |
| 5.5 | Změna účinnosti v závislosti na tlaku páry (Omezeno entropií páry)..... | 26 |
| 5.6 | Změna účinnosti v závislosti na okolním prostředí..... | 28 |
| 6 | Nadkritická voda v jaderných elektrárnách | 29 |
| 6.1 | Dělení jaderných elektráren | 29 |
| 6.2 | Reaktory využívající vodu v superkritické fázi (SCWR – Supercritical Water reactor) | 30 |
| 7 | Příklady úspěšného nasazení nadkritických okruhů..... | 31 |
| 7.1 | Elektrárna Lippendorf | 31 |
| 7.2 | Elektrárna Waigaoqiao | 32 |
| 7.3 | Elektrárna Oak Grove Plant | 33 |

| | | |
|------|--|----|
| 8 | Výpočet teplosměnné plochy..... | 34 |
| 8.1 | Výpočtová část | 34 |
| 8.2 | Výkresová část | 39 |
| 9 | Závěr..... | 42 |
| 10 | Seznam použité literatury | 43 |
| 11 | Seznam použitých symbolů a zkratk..... | 45 |
| 11.1 | Seznam symbolů | 45 |
| 11.2 | Seznam zkratk | 47 |
| 12 | Seznam obrázků..... | 48 |
| 13 | Seznam tabulek | 49 |

2 Úvod

Výroba elektrické energie má své kořeny v daleké minulosti. Již v 1. století našeho letopočtu se podařilo starověkému matematikovi Hérónovi Alexandrijskému sestavit první primitivní parní stroj. Byl však považován pouze za hračku a k jeho praktickému využití nedošlo. Tento mocný stroj upadl v zapomnění, aby ho znovu vynalezl v roce 1765 skotský mechanik, vynálezce a fyzik – James Watt, čímž položil základ průmyslové revoluce.

Je potřeba si uvědomit, proč byl vynález parního stroje tak důležitý. Lidstvo poprvé ve své historii ovládlo sílu vyšší, než je síla dospělého člověka, popřípadě domácích zvířat. Právě toto byl milník, po jehož překonání začala velká průmyslová revoluce – stavba železnic, zefektivnění práce na polích, atd.

Dalším významným vědcem se stal Thomas Alva Edison, který 4. Září 1882 předvedl v New Yorku první rozvod elektrické energie. Jeho elektrárna rozsvítila 5000 žárovek a byla poháněna parním strojem. Tento systém přetrval dodnes.

Podstatou výroby elektrické energie je její přeměna z energie jiného typu. Dnes je možno elektřinu vyrábět v různých typech elektráren – tepelných, atomových, větrných, vodních, solárních, geotermálních atd. Výroba se uskutečňuje ohřevem pracovní látky (většinou vody) na páru, která vykoná na turbíně technickou práci. Rotační pohyb hřídele generuje v turbogenerátoru elektrický proud, který je rozváděn do sítě.

Lidská populace se postupně stala na elektrické energii závislou. Bereme ji již jako samozřejmost. Můžeme to pocítit na vlastní kůži, kdy nás náhlý výpadek proudu vrhne o staletí zpět. Rostoucí spotřeba energie, ale také růst populace, představuje problém. Musíme vyrábět energie více. Na této výrobě se mimo jiné podílí tepelné elektrárny, které spalují uhlí. Tyto zásoby ovšem nejsou nevyčerpatelné a to by v budoucnu mohlo pro světovou energetiku představovat vážný problém.

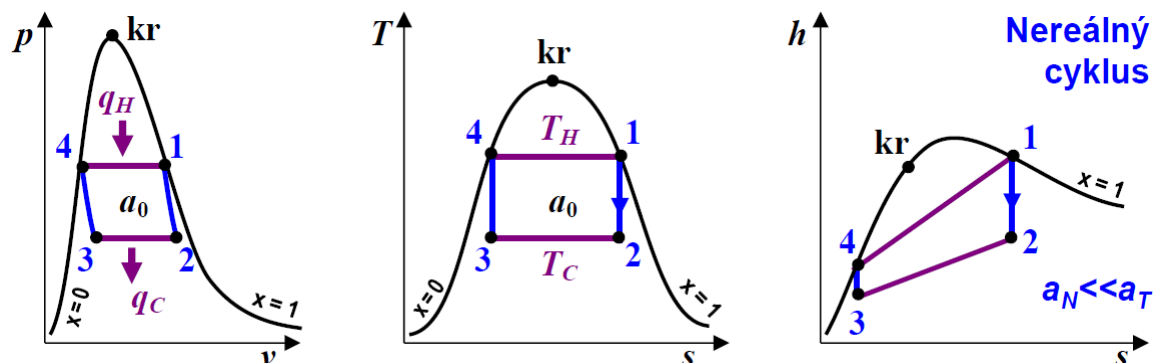
Dokud nebude vynalezen nový způsob výroby elektrické energie, je potřeba uhlím (a nejenom jím) šetřit. Toho docílíme zvýšením účinnosti elektrárny a nahrazováním klasických okruhů vysoce efektivními nadkritickými okruhy, což je tématem této bakalářské práce.

3 Cykly parastrojních zařízení

Parastrojní zařízení se používá v tepelných a jaderných elektrárnách pro pohon generátoru elektrické energie. Cykly parastrojních zařízení jsou principiálně nezávislé na zdroji tepla, kterým může být kotel na pevná, kapalná či plynná paliva, nebo jaderný reaktor [1].

3.1 Carnotův cyklus v oblasti mokré páry

Carnotův cyklus je tvořen dvěma izotermami a dvěma adiabatami. V oblasti mokré páry jsou izobary rovnoběžné s izotermami. Carnotův cyklus můžeme znázornit v diagramech p - v , T - s a h - s .



Obr.1 Carnotův cyklus v oblasti mokré páry [2]

Kde přivedené měrné teplo

$$q_H = T_h(s_1 - s_4) \quad (1)$$

Odvedené měrné teplo

$$q_C = T_c(s_3 - s_2) \quad (2)$$

Měrná práce

$$a_0 = q_h - |q_c| \quad (3)$$

Termická účinnost

$$\eta_T = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (4)$$

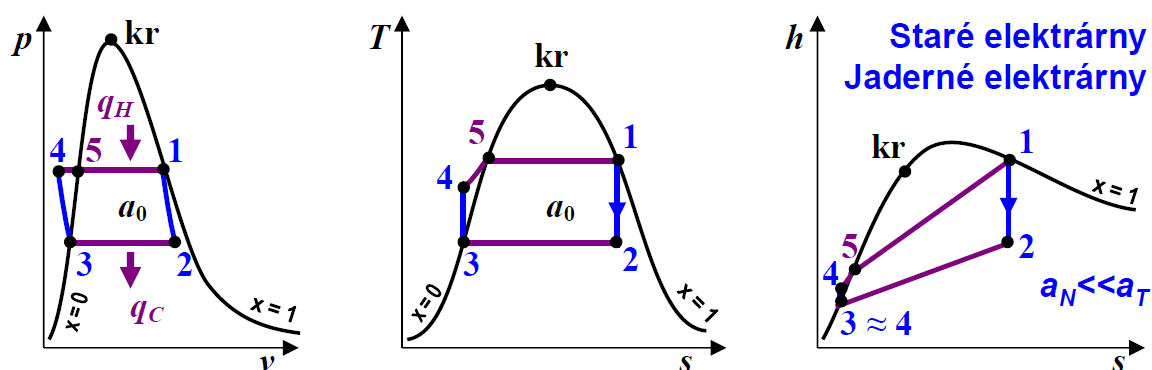
Carnotův cyklus je sice v oblasti mokré páry nereálný, ale s izobaricko-izotermickými ději běžně pracujeme ve výměnících tepla typu parogenerátorů či kondenzátorů a adiabatické expanze u teoretických cyklů nahrazujeme izoentropickými expanzemi. Největší problém je tudíž izoentropická komprese 3-4, jelikož zařízení pro realizaci takového děje by muselo nasávat směs syté kapaliny a syté páry [1].

3.2 Rankineův-Clausiov cyklus

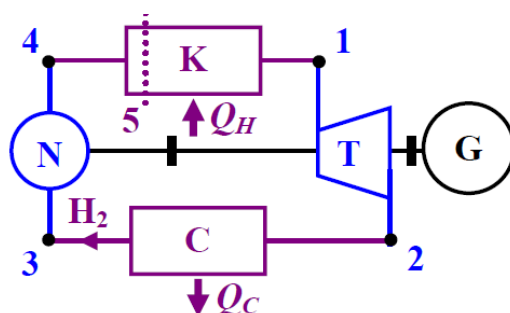
Starší typy parastrojních zařízení, ale i parastrojní zařízení v mnohých jaderných elektrárnách modeluje teoreticky Rankineův-Clausiov cyklus. Jedná se vlastně o úpravu Carnotova cyklu tak, aby izotermicko-izobarická kondenzace 2-3 (z obr.1) proběhla až na dolní mezní křivku $x = 0$. Pak lze sytou kapalinu (vodu) nasávat čerpadlem a izoentropicky (v teoretických úvahách) stlačovat na vyšší tlak [1].

Schéma zařízení, které lze teoreticky modelovat Rankineovým-Clausiovým cyklem, a zobrazení tohoto cyklu v p - v , T - s a h - s diagramu je uvedeno na obr. 2. V kotli K (u starších tepelných elektráren), nebo v parogenerátoru jaderné elektrárny se vyrábí

sytá pára o stavu 1, která vstupuje do parní turbíny T. Turbína se skládá z rotoru se soustavou oběžných lopatek a ze statoru se soustavou rozváděcích lopatek tvořících dýzy. V turbíně pára izoentropicky expanduje do oblasti mokré páry na stav 2. V kondenzátoru C se odvádí teplo q_C a pára kondenzuje na sytou kapalinu o stavu 3. Napájecí čerpadlo pak stlačuje sytou kapalinu izoentropicky, a to do kotle na stav 4. V kotli se izobaricky přivádí teplo q_H , které nejdříve vodu ohřeje na stav syté kapaliny 5 o teplotě varu a pak následuje izobaricko-izotermické vypařování na stav syté páry 1. Parní turbína v elektrárnách pohání generátor G pro výrobu elektrické energie [1].



Obr.2 Rankineův-Clausiusův cyklus v oblasti mokré páry [2]



Obr.3 Schéma zařízení využívající Rankineův-Clausiusův cyklus [2]

Kde přivedené měrné teplo

$$q_H = h_1 - h_4 \quad (5)$$

Odvedené měrné teplo

$$q_C = h_3 - h_2 \quad (6)$$

Práce vykonaná turbínou

$$a_T = h_1 - h_2 \quad (7)$$

Práce spotřebovaná napáječkou

$$a_N = h_3 - h_4 \quad (8)$$

Kde hodnoty h jsou měrné entalpie v charakteristických bodech oběhu.

Termická účinnost

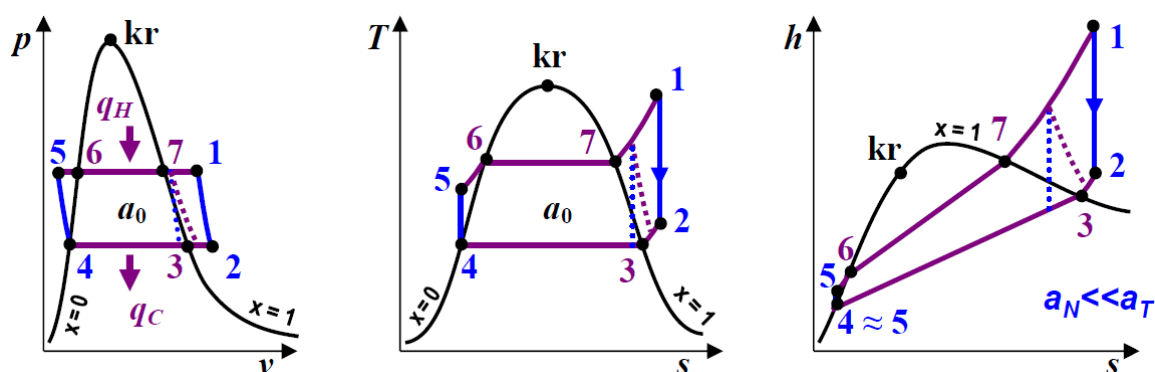
$$\eta_T \approx \frac{a_T}{q_H} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} \quad (9)$$

Rankineův-Clausiusův cyklus má vždy menší účinnost než Carnotův cyklus mezi stejnými extrémními teplotami, jelikož v oblasti přívodu tepla (v kotli) je střední teplota menší než teplota maximální. Viz T-s diagramy na obr. 1 a obr. 2 [1].

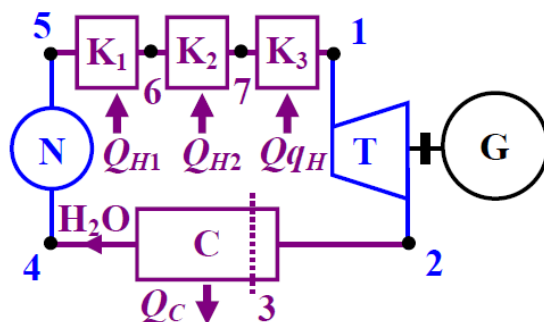
3.3 Cyklus parostrojního zařízení s přehřevem páry

Současné kotle umožňují získat páru o vyšších teplotách, než je teplota varu, tj. přehřátou páru, která je šetrnější k turbínovým lopatkám, jelikož nezpůsobuje jejich opotřebení jako mokrá pára.

Zobrazení cyklu parostrojního zařízení s přehřevem páry v p-v, T-s a h-s diagramu je na obr. 4. Schéma takového zařízení je na obr. 5. Moderní kotle obsahují zóny o různých teplotách, do kterých se umísťují výměníky tepla, a to pro předehřev vody (viz část kotle E), pro vypařování vody (viz K) a pro přehřev páry (viz P). Na výstupu z kotle dostaneme tzv. ostrou páru o stavu 1, která se přivádí do parní turbíny T. Ostrá pára (pára o nejvyšších parametrech odbírána přímo z kotle) má teplotu 500 až 550°C a tlak 13 až 20 MPa (nejnovější parní zařízení pracují i s nadkritickými tlaky). V turbíně pára izoentropicky expanduje na stav 2. Další děje v kondenzátoru C a v napáječce N probíhají obdobně, jako u Rankineova-Clausiova cyklu. Napáječka, turbína i generátor jsou na jedné hřídeli. Přehřívák páry P se umísťuje do nejteplejší části kotle [1].



Obr. 4 Zobrazení cyklu s přehřevem páry [2]



Obr. 5 Schéma zařízení využívající cyklus s přehřevem páry [2]

Je-li přehřátí páry malé, může izoentropická expanze v turbíně skončit v oblasti mokré páry a na lopatky posledních stupňů oběžného kola turbíny budou působit kapičky vody, viz tečkovaná čára v diagramech na obr. 4. Probíhá-li v turbíně adiabatická expanze se třením, může být i při menším přehřátí přiváděné páry za turbínou stav přehřáté páry, viz čárkovaná čára na obr. 4 [1].

Přivedené měrné teplo

$$q_H = h_1 - h_5 \quad (10)$$

Odvedené měrné teplo

$$q_C = h_4 - h_2 \quad (11)$$

Práce vykonaná turbínou

$$a_T = h_1 - h_2 \quad (12)$$

Práce spotřebovaná napáječkou

$$a_N = h_4 - h_5 \quad (13)$$

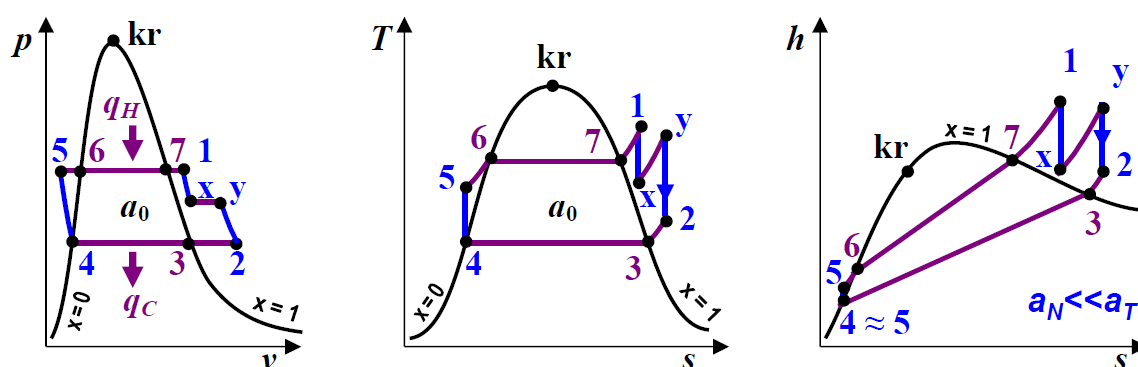
Termická účinnost

$$\eta_T \approx \frac{a_T}{q_H} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_5} \quad (14)$$

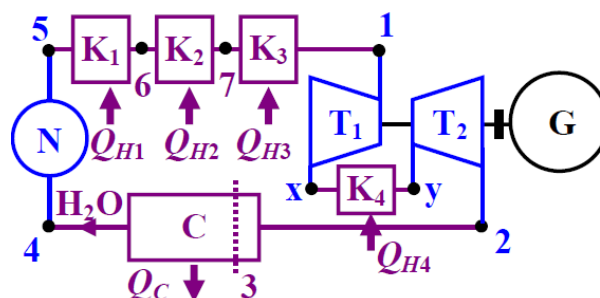
Přehřevem páry zvětšíme práci cyklu (tepelný spád) a tím i termickou účinnost. Ale vzhledem k termické účinnosti Carnotova cyklu mezi extrémními teplotami T_1 a T_4 vzniknou nové rezervy pro možnost dalšího zvyšování efektivity parostrojního zařízení [1].

3.4 Cyklus parostrojního zařízení s přehřevem a znovupřehřevem páry

Je zřejmé, že zvyšování termické účinnosti parostrojního zařízení je možné zvětšováním tepelného spádu na turbíně. To lze provádět buď zvyšováním parametrů ostré páry, viz cyklus s přehřevem páry, nebo také snižováním tlaku v kondenzátoru. Při snižování tlaku v kondenzátoru může však docházet v turbíně ke kondenzaci páry, a proto se do cyklu zařazuje tzv. znovupřehřev páry, viz obr. 6. Zařízení s přehřevem a znovupřehřevem páry vychází ze sestavy uvedené na obr. 5, ale po izotermické expanzi ve vysokotlaké části turbíny T1 se provede izobarický znovupřehřev x-y v přehříváku P2 a následně další izoentropická expanze v nízkotlaké části turbíny T2. Napáječka, obě části turbíny i generátor jsou na jedné hřídeli. Přehřívák páry P1 se stejně jako přehřívák P2 umísťuje do nejteplejší části kotle [1].



Obr. 6 Zobrazení cyklu s přehřevem a znovupřehřevem páry [2]



Obr. 7 Schéma cyklu s přehřevem a znovupřehřevem páry [2]

Přivedené měrné teplo

$$q_H = (h_1 - h_5) + (h_y - h_x) \quad (15)$$

Odvedené měrné teplo

$$q_C = h_4 - h_2 \quad (16)$$

Práce vykonaná turbínou

$$a_T = (h_1 - h_x) + (h_y - h_2) \quad (17)$$

Práce spotřebovaná napáječkou

$$a_N = h_4 - h_5 \quad (18)$$

Termická účinnost

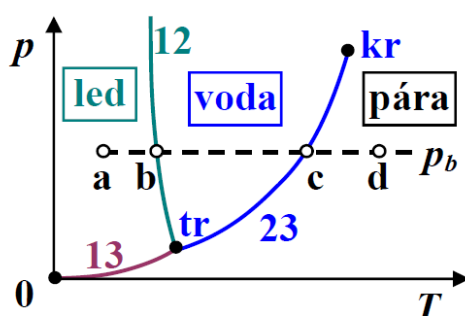
$$\eta_T \approx \frac{a_T}{q_H} = \frac{(h_1 - h_x) + (h_y - h_2)}{(h_1 - h_5) + (h_y - h_x)} \quad (19)$$

Znovupřehřev páry způsobuje carnotizaci cyklu – přiblížení se daného cyklu Carnotovu. To je možné pozorovat např. v T-s diagramu na obr. 6, kde znovupřehřev (nebo lépe i více znovupřehřevů) přiblíží tvar cyklu obdélníku, charakteristickému pro Carnotův cyklus [1].

4 Technologie nadkritických okruhů

4.1 Kritický bod látky

Fázový diagram na obr. 8 znázorňuje závislost skupenství na tlaku a teplotě. V diagramu můžeme nalézt mezní křivky, které charakterizují stavy, ve kterých se látka může vyskytovat v obou skupenstvích. Pokud látka mění skupenství, musíme jí dodávat energii – tzv. skupenské teplo. Stav, kde může látka existovat ve všech třech skupenstvích se nazývá trojný bod. Pro nás je ovšem důležitý bod kritický, který leží na mezní křivce vypařování a zakončuje ji. Tento bod určuje kritický stav látky p_k , T_k a V_k – Kritický tlak, kritickou teplotu a kritický objem. Nad tímto bodem není patrný rozdíl mezi kapalinou a parou.

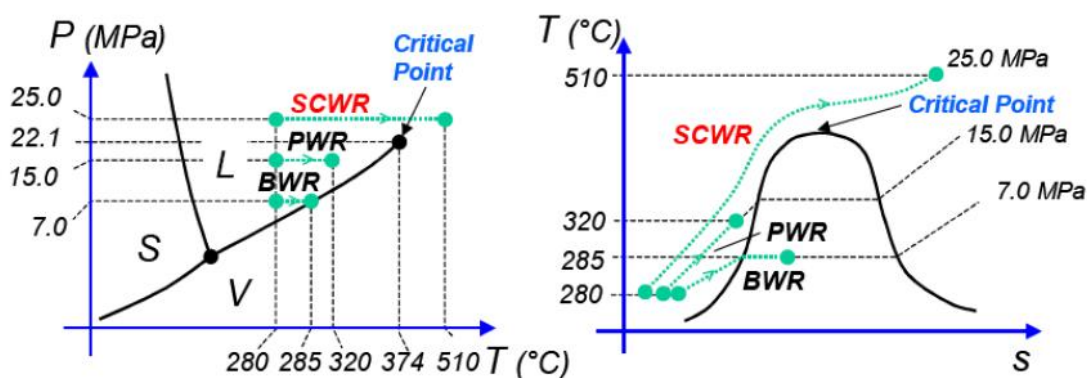


Obr. 8 Fázový diagram vody [2]

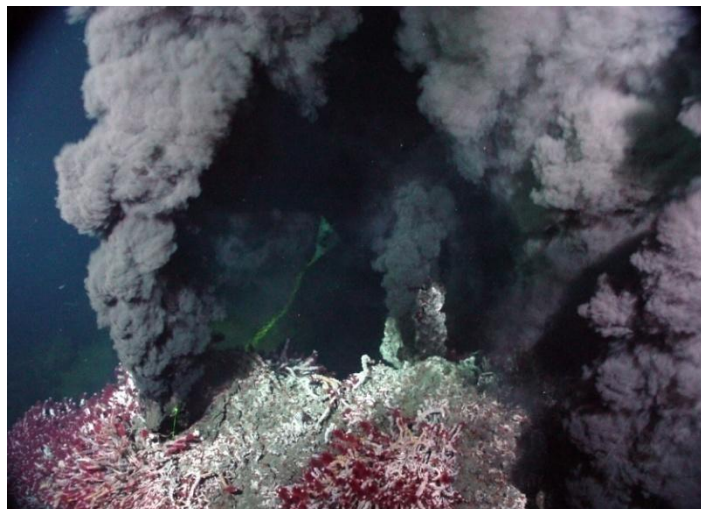
Kritický bod vody má tyto parametry:

$$T_k = 647.14 \text{ K} = 374^\circ\text{C}$$

$$p_k = 22.064 \text{ MPa}$$



Obr. 9 Znázornění pracovních křivek u jaderných reaktorů [3]



Obr. 10 Hydrotermální průduch – Nadkritický stav vody v přírodě [4]

4.2 Dělení okruhů podle parametrů páry

Nadkritický okruh je potom takový okruh, kdy se látka v době ohřevu pohybuje nad svým kritickým bodem. Je-li touto látkou voda, můžeme cykly dle teplot a tlaků dělit podle [5] následovně:

Podkritický

Tlak přehřáté páry: 12-20 MPa
Teplota přehřáté páry: 510-560°C

Nadkritický

Tlak přehřáté páry: 23-25 MPa
Teplota přehřáté páry: 510-560°C

Superkritický

Tlak přehřáté páry: nad 25 MPa
Teplota přehřáté páry: 580-600°C

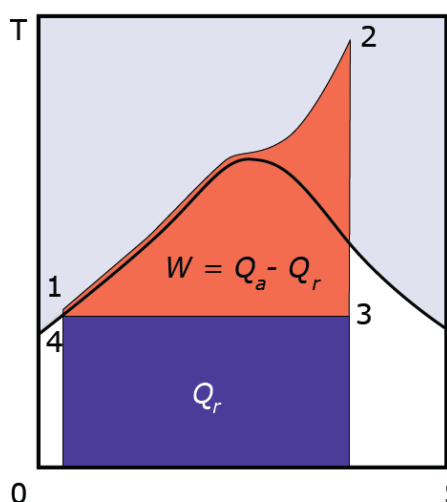
(Ultrakritický při 600-700°C)

Zavádění nadkritických okruhů je celosvětovým trendem posledních let. Oproti klasickým okruhům, které mají celkovou účinnost 25-35%, lze dosáhnout nadkritickým provozováním elektrárny účinnosti 45%, v případě superkritických okruhů až 50%. To má značný dopad na efektivitu a hospodárnost výroby elektrické energie. Omezujícím faktorem jsou zde charakteristiky materiálů, v nichž proudí přehřátá pára. Materiály, které odolávají creepu za vysokých teplot a při vysokém zatížení sice známe, jsou ale nesmírně drahé a zvyšují cenu zařízení až několikanásobně. Současně tak zefektivňování výroby elektrické energie závisí především na práci materiálových inženýrů.

4.3 Srovnání nadkritických bloků s podkritickými

Podstatně se liší jen parní turbína a kotel u komponent, vystavených vysokým teplotám s požadavky na vysokou účinnost a speciální materiály, které limitují zvyšování

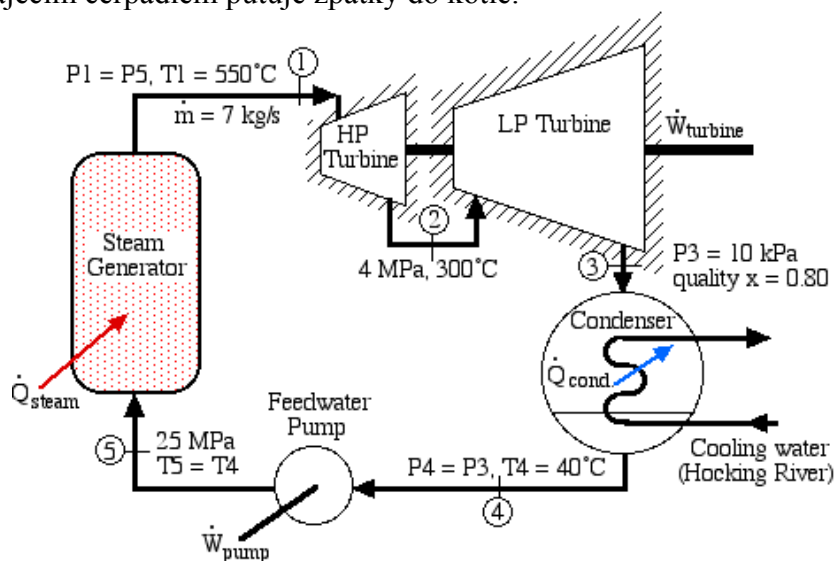
teplot páry a mají neobvyklé nároky na svařování, strojní a metalurgické technologie, jsou velmi drahé (oproti P91 asi 10krát) a obtížně na trhu získatelné. Hlavní potrubní parovody mezi kotlem a turbínou vedoucí páru o nadkritických parametrech se liší zejména materiály a nároky na svařování. Souhrnně se očekává od nadkritických bloků vysoký ekonomický přínos. Ve stejném poměru jak klesá měrná spotřeba paliva (zvyšuje se účinnost), snižuje se jeho celková spotřeba uhlí o 15 až 30 %, klesají proměnné náklady na výrobu elektřiny a klesají emise oxidu siřičitého, uhlíku a dusíku. Vznikají úspory paliva a prodlužuje se doba čerpání zásob uhlí [6].



Obr. 11 Nadkritický okruh v T-s diagramu [3]

4.4 Schéma nadkritického okruhu

Nadkritické bloky se oproti podkritickým liší jiným vybavením, které je dimenzováno na vyšší teploty a tlaky a díky tomu většinou rostou celkové rozměry kotelny. Hlavním rozdílem je pára o nadkritických parametrech $p=25\text{ MPa}$ a $T=550^\circ\text{C}$. Ta je vedena parovody do vysokotlakého (HP) dílu turbíny a následně do dílu nízkotlakého (LP). Poté co pára vykoná technickou práci na turbíně, postupuje do kondenzátoru, kde se ochlazuje vodou z terciárního okruhu. Tam pára kondenzuje na vodu a napájecím čerpadlem putuje zpátky do kotle.



Obr. 12 Schéma nadkritického okruhu [7]

4.5 Nadkritický blok elektrárny Ledvice

Elektrárna Ledvice leží na úpatí východní části Krušných hor, mezi lázeňskými městy Teplice a Bílina.

Postavena byla v letech 1966 - 1969 a měla celkový výkon 640 MW. Po ukončení výstavby byla zdrojová základna elektrárny Ledvice tvořena celkem pěti energetickými výrobními bloky s následujícími výkony: B1 - 200 MW, B2 - 110 MW, B3 - 110 MW, B4 - 110 MW, B5 - 110 MW. Turbíny jsou koncipovány jako kondenzační rovnotlaké třítělesové jednokřídelové stroje s jedním přehříváním, s osmi neregulovanými odběry páry pro ohřev napájecí vody pohánějící trojfázové alternátory s cirkulačním chlazením vodíkem. Turbosoustrojí byla dodána výrobcem Škoda Plzeň. Páru pro blok č. 1 (200 MW) a blok č. 2 a 3 (2 x 110 MW) vyráběly průtlačné kotle s jedním přehříváním páry a s granulačním ohništěm. Pro zbývající dva bloky č. 4 a 5 (2 x 110 MW) dodávaly páru dva bubnové kotle s přirozenou cirkulací s jedním přehříváním páry s dvoutahovou spalovací granulační komorou. K 1. 2. 1994 byl ukončen provoz bloku č. 5 a 31. 12. 1998 ukončil provoz blok č. 1. V letech 1992 - 1994 proběhla u 110 MW bloků č. 2 a 3 výměna turbín, které nyní umožňují dodávku tepla z každého bloku v objemu 170 MW. Odběr dalších 44 MW tepelných umožňuje také turbína bloku č. 4. Turbíny dodala Škoda Plzeň. V letech 1996 - 1998 proběhla generální oprava turbíny bloku č. 4 a výstavba fluidního kotle. 1. 11. 1998 byl zahájen zkušební provoz bloku č. 4, jako energetického zdroje v blokovém uspořádání turbíny s fluidním kotlem [8].



Obr. 13 Kotelna nadkritického bloku elektrárny Ledvice [9]

Nový zdroj 660 MWe v Elektrárně Ledvice byl navržen jako nejmodernější elektrárenský blok většího výkonu na tuhá paliva podle doporučení Evropské unie BAT (Best Available Technology), čili blok s co nejvyšší ekonomicky dosažitelnou energetickou účinností a maximálně potlačenými negativními dopady na životní prostředí. Bylo tudíž nutné dosáhnout maximálně možných parametrů provozních médií a minimalizovat emise. Nový zdroj je navržen v jednoblokovém uspořádání, tj. s jedním průtlačným kotlem s nadkritickými parametry ostré páry a čtyřtělesovou parní kondenzační turbínou [10].

Základní výkonové parametry:

Elektrický výkon – 660 MWe
Účinnost – 42,5 %
Kritické potrubí – 28 MPa
Teplota páry - 600/610 °C
Množství přehřáté páry – 1 684 t/h

Turbogenerátory

Parní turbína výrobce Škoda Power je tandemového uspořádání. Skládá se z jednoho kusu jednoproudého VT dílu, jednoho dvouproudého ST dílu a dvou dvouproudých NT dílu typu „Diabolo“. To znamená, že dva nízkotlaké díly turbíny mají vstupy páry uprostřed skříně a pára v jednotlivých stupních expanduje souměrně v opačných osových směrech; teprve z posledních oběžných kol pára vystupuje celkem čtyřmi výstupními průřezy do dvou samostatných kondenzátorů. Turbína je kondenzační s přihříváním, s devíti odběry pro regeneraci a třemi neregulovanými odběry pro teplofikaci. Regenerace je tvořena pěti NT ohříváky a třemi VT ohříváky. Pro turbínu 660 MWe s nadkritickými parametry jsou použity nové žárovevné oceli, které odolají teplotám přes 600°C [10].

Parovody

Jelikož Elektrárna Ledvice je prvním energetickým zdrojem v České republice, který bude pracovat s nadkritickými parametry páry, bylo nutné použít zcela nové materiály a technologické postupy. Z důvodu efektivního využití mechanických vlastností projektových parametrů byly aplikovány vysokojakostní legované oceli X10CrWMoVNb9-2 pro parovody přehřáté páry a X10CrMoVNb9-1 pro parovody přihřáté páry a tvarovky v kovaném provedení s kulovým tvarem hlavního tělesa. Při návrhu hlavních potrubních tras musela být provedena optimalizace tloušťky stěn potrubí v návaznosti na tlakové a teplotní zatížení a požadovanou životnost systému [10].

5 Vliv parametrů okruhu na účinnost systému

5.1 Účinnost systému

V této kapitole se budeme zabývat změnou účinnosti v závislosti na hodnotách parametrů páry v průběhu cyklu.

Účinnost cyklu počítáme z rovnice.

$$\eta_t = \frac{a_T + a_N}{q_H} \quad (20)$$

Pokud je na obrázku 11 děj 1-2 (ohřev páry v kotli) izobarický a děje 2-3 a 4-1 (konání technické práce na lopatkových strojích) adiabatické (izoentropické), pak lze jednotlivé členy rovnice rozepsat pomocí prvního zákona termodynamiky takto.

Technická práce vykonaná turbínou:

$$da_T = dq - dh \quad (21)$$

$$a_T = -(h_3 - h_2) \quad (22)$$

Technická práce vykonaná čerpadlem:

$$da_N = dq - dh \quad (23)$$

$$a_N = -(h_1 - h_4) \quad (24)$$

Teplo dodané v kotli:

$$dq_H = dh + da_T \quad (25)$$

$$dq_H = dh - v * dp \quad (26)$$

$$q_H = h_2 - h_1 \quad (27)$$

Po dosazení do rovnice (20) dostáváme vztah pro termickou účinnost cyklu:

$$\eta_T = \frac{h_2 - h_3 - h_1 + h_4}{h_2 - h_1} \quad (28)$$

V praxi se používá cyklus se znovupřehřevem páry, což odpovídá zařazení nízkotlakého dílu turbíny. Pro zjednodušení při výpočtech ale budeme pracovat s Rankine – Clausiovým cyklem.

5.2 Postup tvorby grafů vlivu parametrů páry na účinnost systému

Grafy vznikly pomocí makra v excelu – IF-97 Steamtables, které bylo vytvořeno na univerzitě v Jižní Dakotě profesorem D. Abatem. Díky tomuto nástroji byly na základě vstupních hodnot (teplota, tlak, entropie...) vygenerovány hodnoty entalpií, které byly dosazeny do rovnice (28). Následně byla spočítána termická účinnost cyklu, která byla

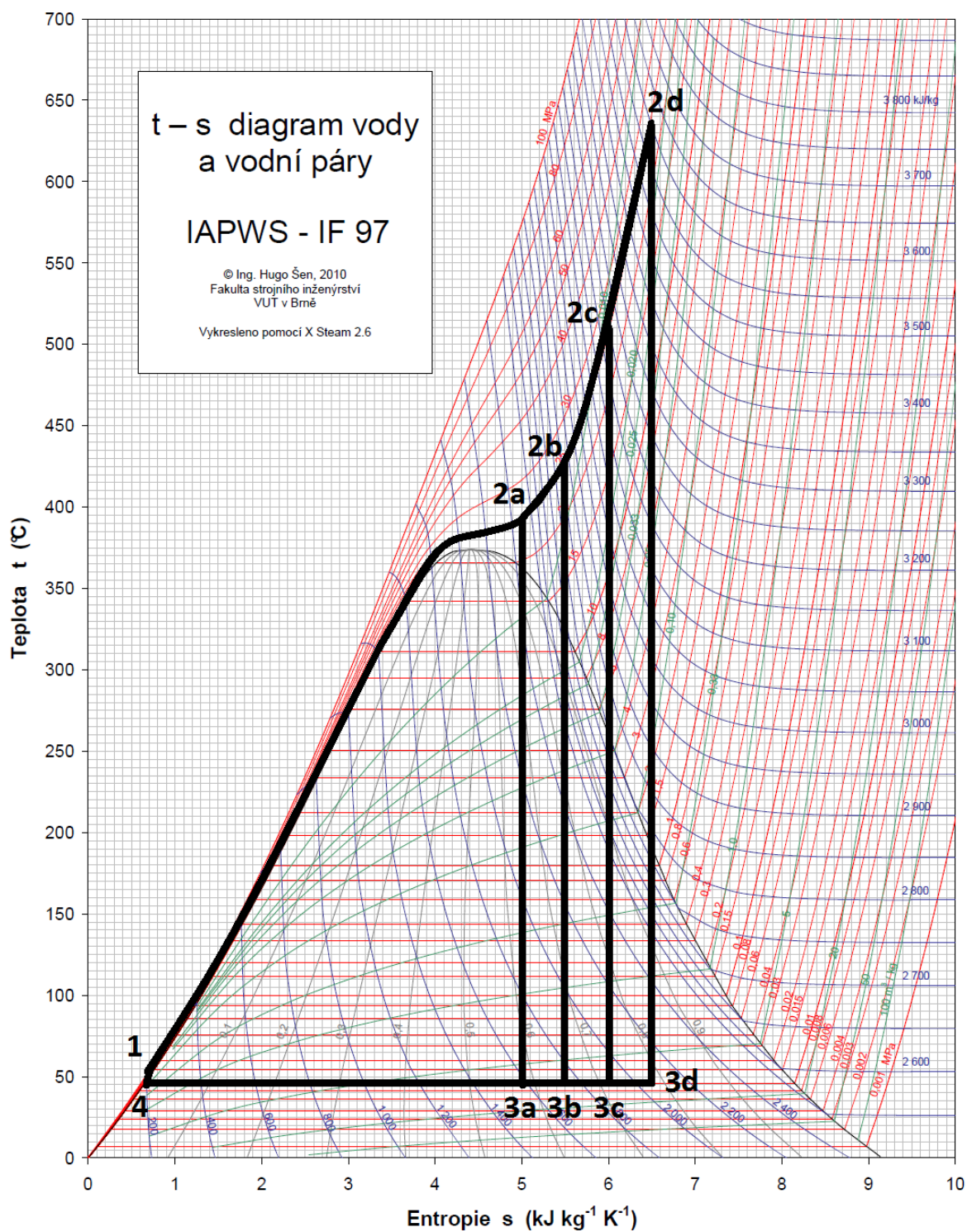
dosazena do přehledných grafů. Díky tomuto nástroji jsem dospěl k přesným hodnotám entalpií, protože odečítání z T-S diagramů páry by bylo nepřesné.

5.3 Změna účinnosti v závislosti na přehřátí páry

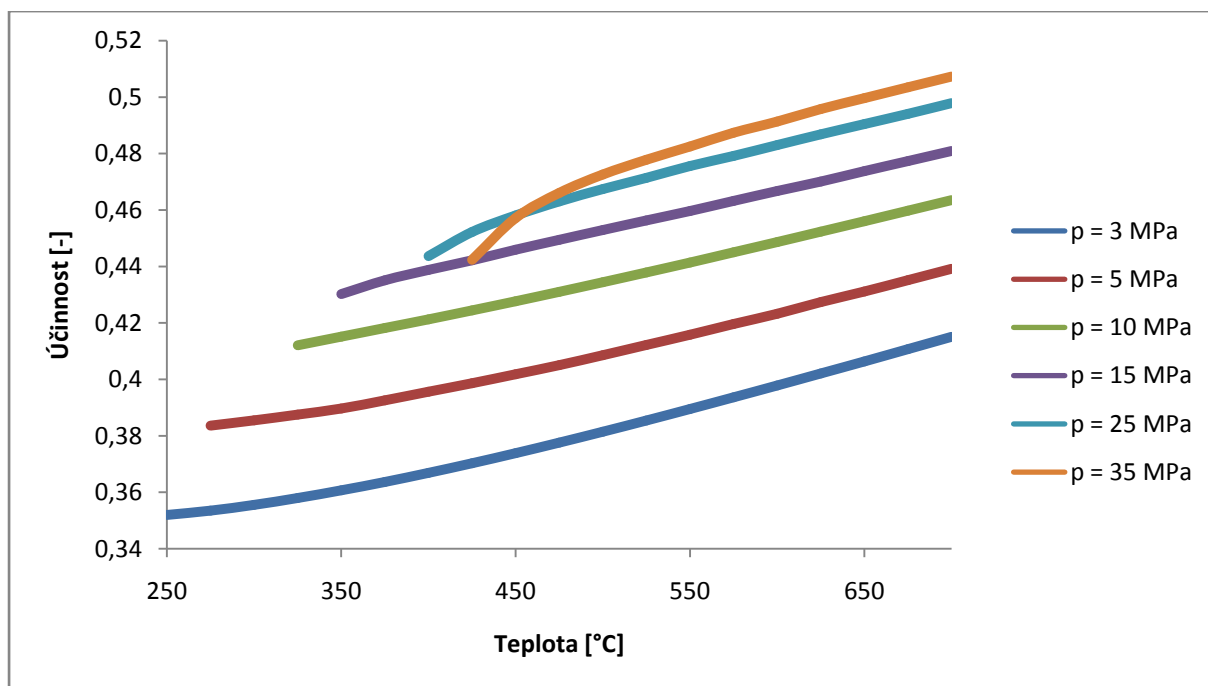
Přehřívání páry je velice výhodný způsob zvyšování účinnosti okruhu. Závislost teploty přehřáté páry na účinnosti celého systému při různých tlacích vidíme na obr. 13. V praxi se potýkáme s problémem dostatečné odolnosti materiálu parovodů. V jaderných elektrárnách je vzhledem k bezpečnosti nasazení nadkritických oběhů o to složitější. Zvyšování parametrů páry by mohlo způsobit havárii, jejíž oprava v aktivní zóně by si vyžádala vysoké finanční náklady. Příklad podkritického okruhu je například jaderná elektrárna Dukovany, která produkuje páru o $t=256^{\circ}\text{C}$ a $p=4,32\text{ MPa}$. Moderní elektrárny s nadkritickými okruhy ale mohou jít až k parametrům $t=700^{\circ}\text{C}$ a $p=35\text{ MPa}$. To ale vyžaduje použití moderních žáruvzdorných materiálů.

Na obrázku 14 je znázorněn postup tvorby křivky účinnosti pro $p=25\text{ MPa}$. Po zvolení tlaku v kotli začneme volit po určitých teplotních krocích bod páry na výstupu z kotle. Izoentropický děj reprezentuje průchod páry parní turbínou a vykonání práce. Pro každý cyklus byla zjištěna účinnost. Všechny účinnosti byly spojeny do křivky. Tento postup jsem opakoval dále pro další zvolené tlaky v kotli.

Křivky podle předpokladů vykazují růst účinnosti v závislosti na rostoucí teplotě ohřevu vody v kotli. V reálu se do turbíny vhání pouze sytá (ostrá) pára z důvodu prodloužení životnosti lopatek turbíny (drobné kapičky vody svými nárazy ničí povrch lopatek), proto jsem při tvorbě grafu bral v potaz pouze hodnoty, kde se na vstupu do turbíny vyskytuje sytá pára. V reálných situacích se používá výhradně cyklus se znovupřehřevem páry, který zabrání páře vstoupit do oblasti mokré páry po celou dobu jejího výskytu v turbíně. Díky tomu dojde k ochránění lopatek, které se vyskytují na konci parní turbíny.



Obr. 14 Postup tvorby křivek v grafu změny účinnosti v závislosti na přehřátí páry

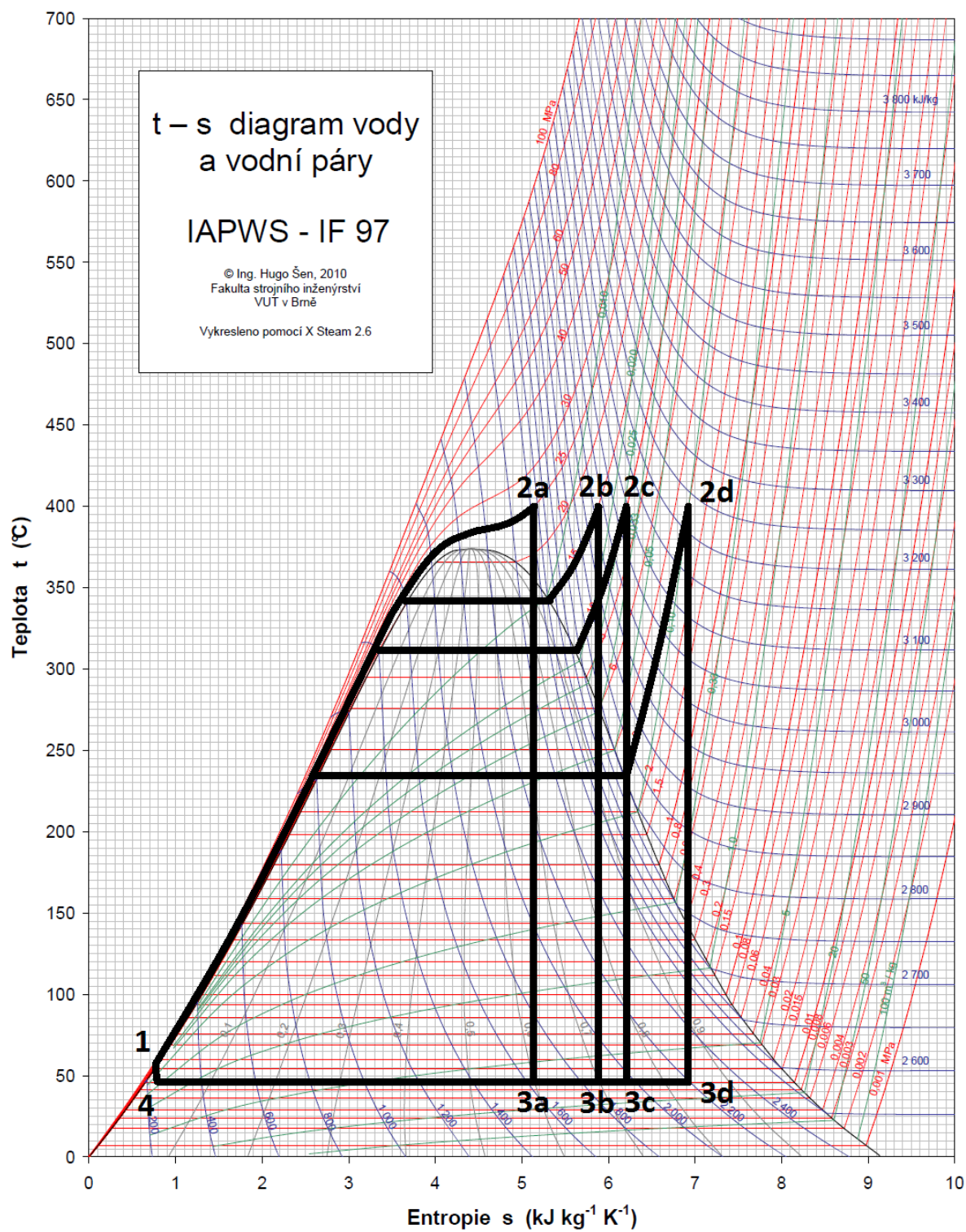


Obr. 15 Závislost účinnosti na teplotě páry

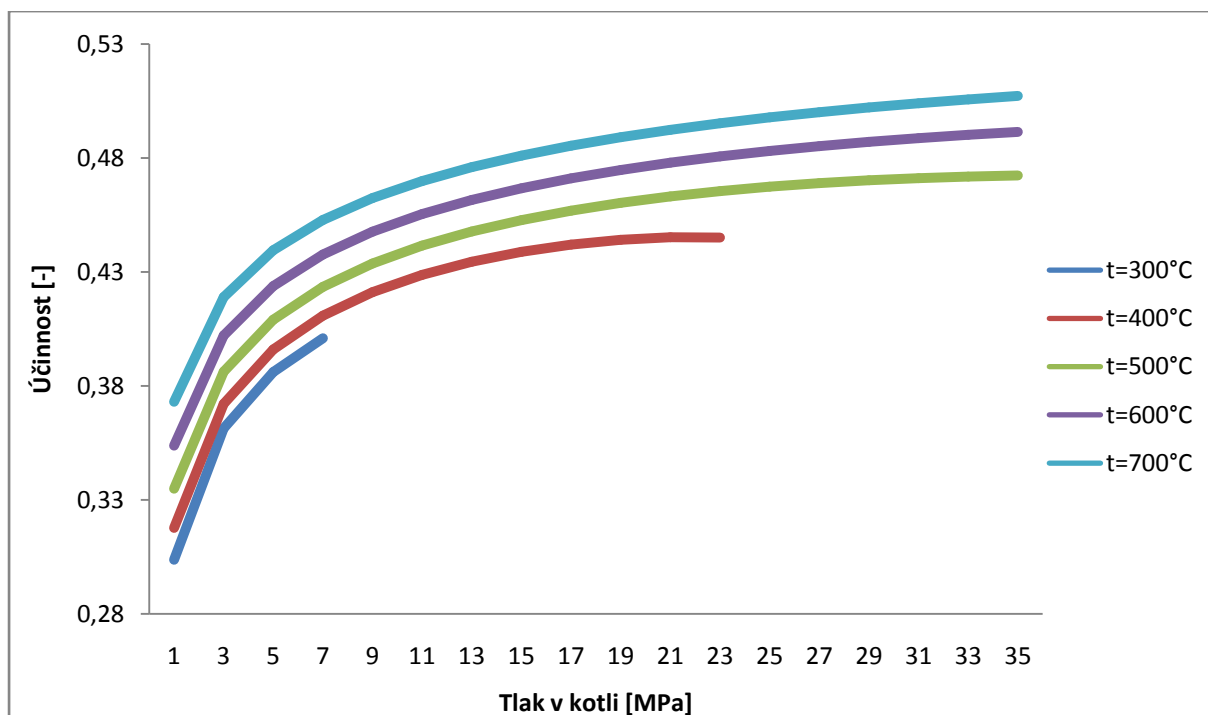
5.4 Změna účinnosti v závislosti na tlaku páry (Omezeno teplotou páry)

Toto porovnání může být prospěšné, volíme-li parametry páry v závislosti na tepelné odolnosti materiálu, jímž vede pára. Některé křivky jsou na obr. 17 pouze do určitého tlaku. Protože při vyšších tlacích při dané teplotě existují pouze jako kapalina a tu nelze vhánět do parní turbíny.

Na obrázku 16 je znázorněn postup tvorby grafu, který je na obrázku 17. Bod 4 zůstává pevný a body 1, 2 a 3 se mění v každém kroku, jímž je tentokrát tlak. Tlakové kroky jsem volil po 2 MPa.



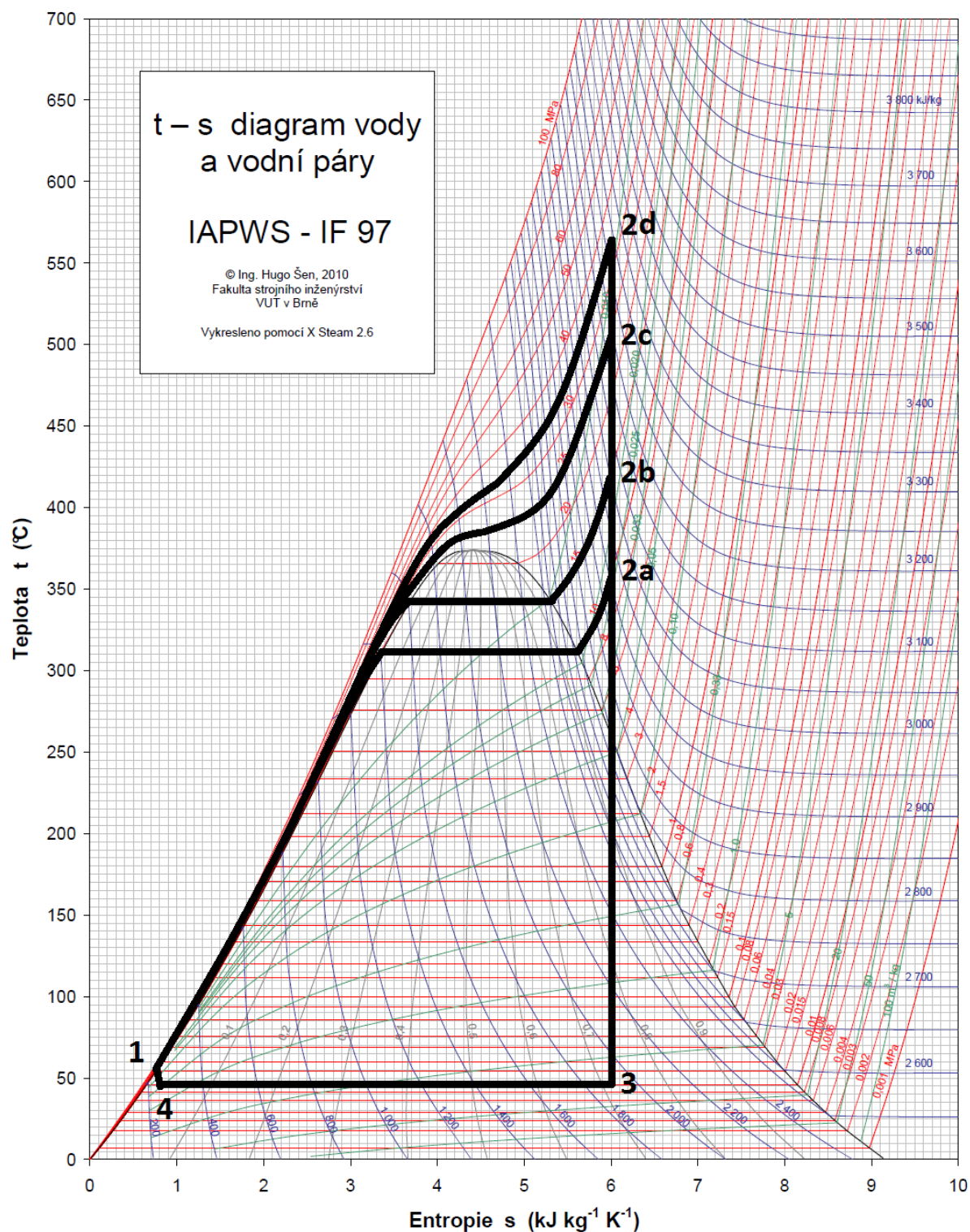
Obr. 16 Postup tvorby křivek v grafu změny účinnosti v závislosti na tlaku páry



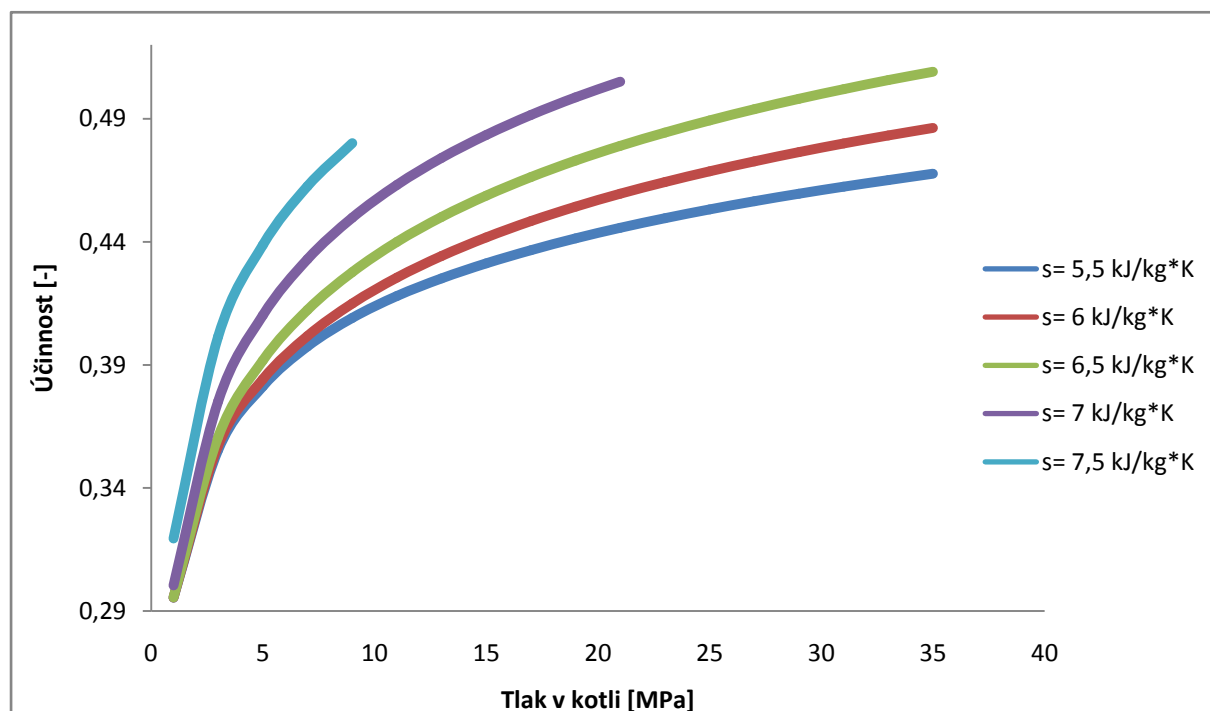
Obr. 17 Závislost účinnosti na tlaku v kotli

5.5 Změna účinnosti v závislosti na tlaku páry (Omezeno entropií páry)

Účinnost lze měnit také úpravou tlaku. Platí zde stejná omezení, jako u přehřívání parou. Na obr. 18 je graficky znázorněn postup tvorby grafu, který je na obr. 19. Každá křivka tohoto grafu je tvořena pevnou hodnotou entropie, při které proudí pára turbínou. Jednotlivé body, které tvoří tuto křivku, jsou hodnoty účinnosti, které závisí na rostoucím tlaku v kotli.



Obr. 18 Postup tvorby křivek v grafu změny účinnosti v závislosti na tlaku páry (omezeno entropií)



Obr. 19 Závislost účinnosti na tlaku v kotli (omezeno entropií)

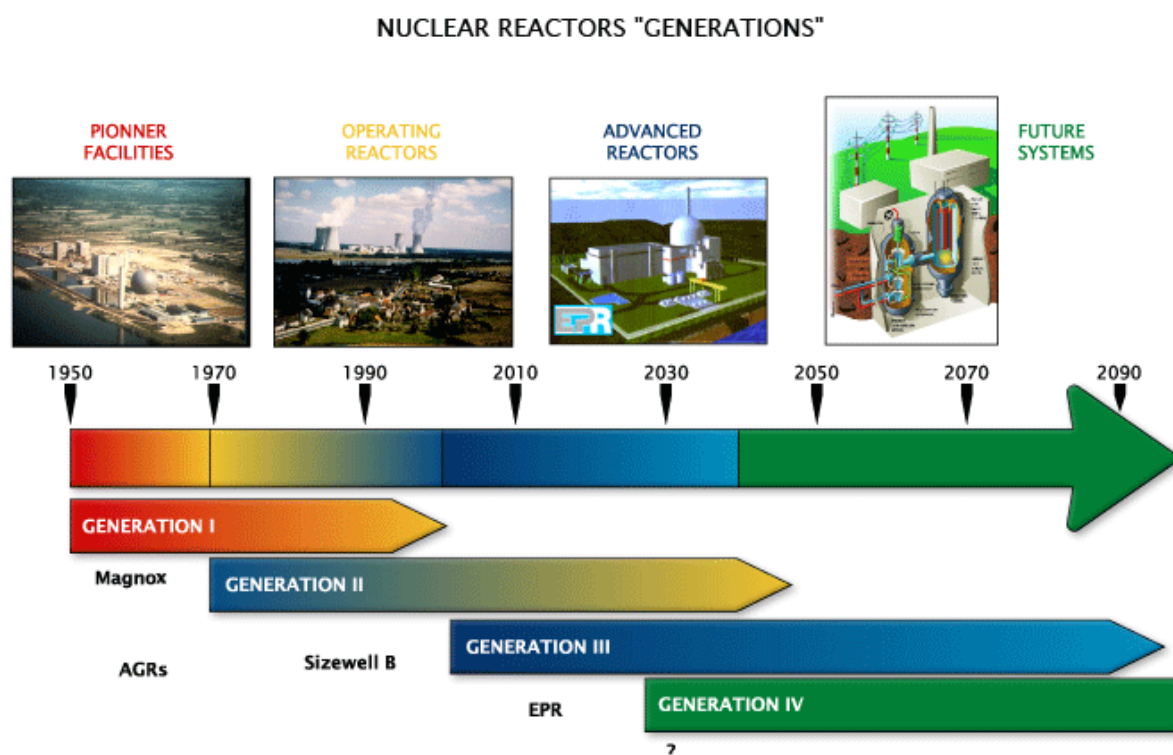
5.6 Změna účinnosti v závislosti na okolním prostředí

Dalším neméně důležitým faktorem při provozování elektrárny je teplota okolního prostředí. Bod 4 (na obr. 11) se zde posouvá směrem nahoru v závislosti na tom, jak moc se vodní pára, která prošla turbínou ochladí v kondenzátorech. Kondenzátor je zařízení, ve kterém se setkává sekundární a terciární okruh elektrárny. Voda zde protéká titanovými trubičkami, které vytváří teplosměnnou plochu a dále proudí vratným kolektorem do chladících věží, kde se ochlazuje. Právě teplota v chladících věžích ovlivní parametry v terciárním a následně i sekundárním okruhu. S rostoucí teplotou prostředí se teplotní spád snižuje, a proto účinnost klesá. Naopak je tomu, pokud se teplota snižuje.

6 Nadkritická voda v jaderných elektrárnách

6.1 Dělení jaderných elektráren

Ke dni 1.1.2014 je na celém světě provozováno 436 jaderných bloků [11]. Všechny používají k pohonu turbíny a následně k výrobě elektrické energie vodní páru. Hlavní rozdíl spočívá v typech reaktoru a jejich způsobem přeměny atomové energie na energii tepelnou, jejich výkonu, efektivitě, ceně atd. Podle použité technologie dělíme reaktory na generace. Viz obr. 20.

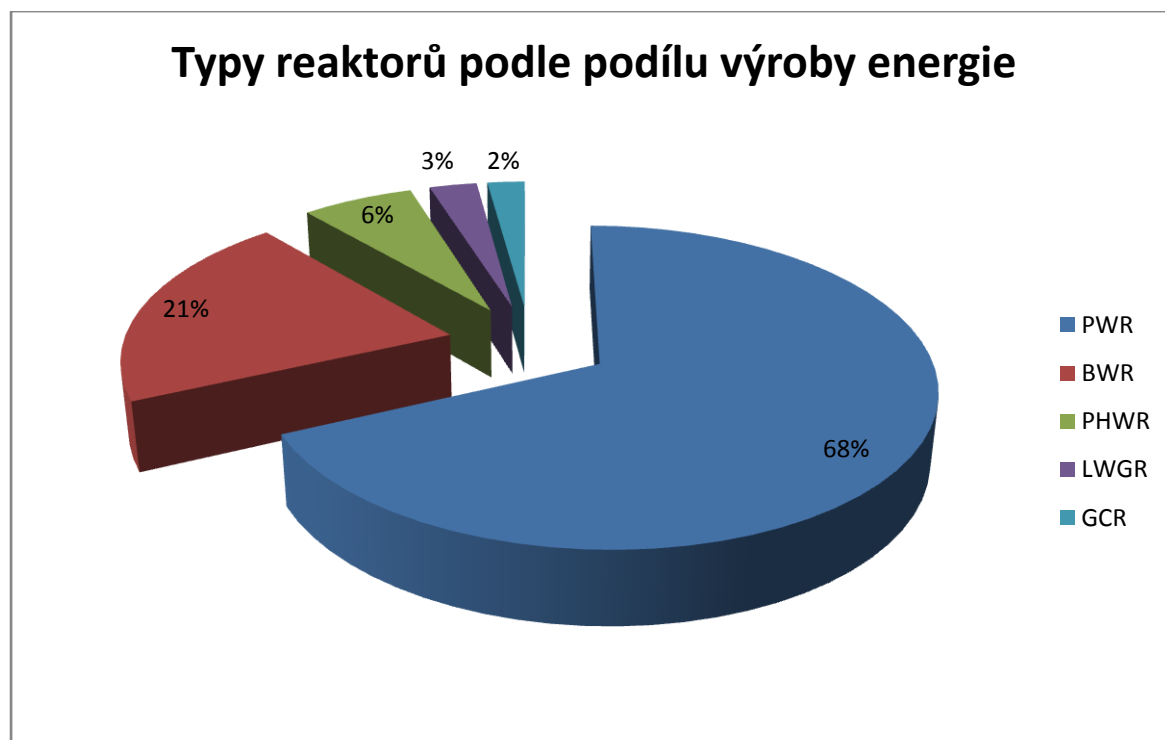


Obr. 20 Generace reaktorů v jaderné energetice [12]

V současnosti jaderná energetika disponuje výkonem 372 626 MW. Většina fungujících reaktorů jsou II. generace. Reaktory, které jsou ve výstavbě mají vyšší výkony a účinnost a řadí se tak většinou k reaktorům III. generace.

Nejznámějším typem reaktoru je tlakovodní reaktor (PWR – Pressurized water reactor). Voda zde tvoří moderátor i chladivo. Voda se v něm nevaří, ale je za vysokého tlaku pouze zahřívána. Tento typ reaktoru je nejběžnější v jaderných elektrárnách. Pomocí tohoto reaktoru se dnes vyrábí většina elektrické energie.

Druhým nejrozšířenějším typem je varný reaktor (BWR – Boiling water reactor). Primární okruh je podobný jako PWR. Chladivem i moderátorem je voda, která vaří přímo v reaktoru a je následně vedena přímo k turbíně. Oproti PWR je více nebezpečný.



Obr. 21 Typy reaktorů podle podílu výroby energie

6.2 Reaktory využívající vodu v superkritické fázi (SCWR – Supercritical Water reactor)

Jedná se o klasické reaktory s moderovanými neutrony. V tomto případě se jako moderátor i chladicí medium používá voda v superkritické fázi. Jedná se v principu o lehkovodní reaktor chlazený a moderovaný vodou za vysokého tlaku a teploty. Hodnoty teploty a tlaku překračují současně hodnoty pro superkritický bod ve fázovém diagramu. Konkrétně se uvažuje o teplotě mezi 510 a 550 ° a tlaku 25 MPa. V takovém případě je tekutina ve stavu jedné fáze a má částečně vlastnosti kapaliny i plynu. Výhodou využití vysoké teploty chladicího media je vyšší efektivita konverze tepelné energie. V daném případě se využitím vody v superkritickém stavu zvýší účinnost elektrárny z 33% na 45%. Výhodou tohoto typu reaktorů je, že je založen na dvou známých a dobře odzkoušených technologiích. Lehkovodní reaktory (varné i tlakové) patří k nejpoužívanějším typům současných reaktorů a spolehlivě fungují už řadu desetiletí. Jako palivo by se používal osvědčený oxid uranu. Pasivní bezpečnostní prvky jsou podobné těm známým z konstrukce varných lehkovodních reaktorů. Využití vody v superkritické fázi je docela běžné u klasických spalovacích elektráren. Hlavním cílem tohoto reaktoru by měla být levná a efektivní výroba jaderné energie [13].

Tento typ reaktoru patří do IV. generace a jeho realizace se dočkáme nejdříve v roce 2030. Výzkum nových typů reaktorů je důležitý zejména pro zvýšení výkonu a hospodárnosti výroby elektrické energie. Postupem času budou stávající reaktory vyřazovány z provozu a bude nutné je nahradit.

7 Příklady úspěšného nasazení nadkritických okruhů

7.1 Elektrárna Lippendorf

Moderní rekonstruovaná hnědouhelná elektrárna, která se nachází v Německu. Původní elektrárna byla provozovaná od roku 1968 s bloky o kapacitě 1800 MW. Po rekonstrukci začala elektrárna vyrábět elektrickou energii ve dvou blocích, každý o jmenovitém výkonu - 933 MW. Pára se vyrábí při tlaku 28,5 MPa a teplota páry v kotli dosahuje hodnoty 554°C a za přehřívákem 583°C. Účinnost se pohybuje kolem 42,5%. Je provozována firmou Vattenfall Europe.



Obr. 22 Nadkritická elektrárna Lippendorf [14]

7.2 Elektrárna Waigaoqiao

Uhelná elektrárna Waigaoqiao, která patří do rodiny Čínských elektráren, které začaly být masově budovány k pokrytí spotřeby elektrické energie rozvíjejícího se Čínského obyvatelstva. Nachází se v Shanghai – nejlidnatějším městě Číny. Elektrárna provozuje 4 podkritické bloky o výkonu 300 MW a 4 nadkritické bloky 2*900 MW a 2*1000 MW. Instalovaným výkonem 5000 MW se tak řadí mezi 5 největších tepelných elektráren Číny. Pára dosahuje tlaku 25,86 MPa, teploty v kotli 600°C a v přehříváku páry také 600°C. Waigaoqiao dosahuje účinnosti 44,5%. Elektrárna je vlastnictvím firmy China Power Investment.



Obr. 23 Nadkritická elektrárna Waigaoqiao [15]

7.3 Elektrárna Oak Grove Plant

Moderní nadkritická elektrárna Oak Grove Plant se nachází v Texasu. Její stavba byla dokončena roku 2010. Elektřinu vyrábí dva nadkritické bloky, každý o výkonu 800 MW. Pára dosahuje teploty 540°C a tlaku 24,48 MPa.



Obr. 24 Výstavba nadkritické elektrárny Oak Grove Plant [16]

| | | | |
|----------------------|--|---------------------|--|
| Australia | <ul style="list-style-type: none"> • Kogan Creek, 2007, 750 MWe | Netherlands | <ul style="list-style-type: none"> • Eemshaven, under construction, 2013, 2x800 MWe |
| Canada | <ul style="list-style-type: none"> • Genesee Unit 3, 2005, 450 MWe | South Africa | <ul style="list-style-type: none"> • 2011-15, 6x800 MWe |
| China | <ul style="list-style-type: none"> • Waigaoqiao, 2008, 2x1 000 MWe • Yuhuan, 2007-08, 4x1 000 MWe • Under construction, ~50 000 MWe • Planned by 2015 - >110 000 MWe | Russia | <ul style="list-style-type: none"> • Berezovskaya, 2011, 800 MWe • Novocherkasskaya, 2012, 330 MWe, CFB • Petrovskaya, 2012-14, 3x800 MWe |
| India | <ul style="list-style-type: none"> • Sipat, 2007-09, 3x660 MWe • Barh, 2009, 3x660 MWe • UltraMega Projects – 2012, 5x4 000 MWe plants; unit size 660 MWe or 800 MWe | Germany | <ul style="list-style-type: none"> • Niederaussem, 2003, 1 000 MWe, Lignite • Walsum, 2010, 750 MWe • Neurath, under construction, 2011, 2x1100 MWe, largest lignite-fired USC units • Hamm, Under construction, 2012, 2x800 MWe |
| United States | <ul style="list-style-type: none"> • 2008, 545 MWe, 890 MWe • Oak Grove, Texas, 2009, 800 MWe • Oak Grove, Texas, 2010, 800 MWe • Under construction, 2009-12, 6 500 MWe | Poland | <ul style="list-style-type: none"> • Lagisza, 2009, 460 MWe, CFB • Belchatow, 2010, 833 MWe |
| Italy | <ul style="list-style-type: none"> • Torrevaldaliga Nord, 2010, 3x660 MWe • Planned by 2015, 3x660 MWe | Korea | <ul style="list-style-type: none"> • Tangjin, 2006, 2x519 MWe • 2008-10, 5x500 MWe, 2x 870 MWe |
| Mexico | <ul style="list-style-type: none"> • Pacifico, 2010, 700 MWe | | |

Tab. 1 Nadkritické bloky nedávno zprovozněné nebo ve výstavbě (k roku 2011) [17]

8 Výpočet teplosměnné plochy

8.1 Výpočtová část

Pro výpočet teplosměnné plochy jsme zvolili modelový příklad výpočtu přehříváku podle parametrů nového bloku elektrárny v Ledvicích, jehož výkon jsme dimenzovali na desetinu reálného výkonu. Výpočet byl proveden v programu mathcad pomocí postupu uvedeného v [18].

Výpočet počtu trubek

| | |
|---------------------------|-------------------------------|
| Vnější průměr trubky | $D := 32\text{mm}$ |
| Vnitřní průměr trubky | $d := 24\text{mm}$ |
| Šířka kotle | $l := 6\text{m}$ |
| Rozteč trubek podélná | $s_1 := 144\text{mm}$ |
| Rozteč trubek svislá | $s_2 := 80\text{mm}$ |
| Trubek v řadě | $z := \frac{l}{s_1} = 41.667$ |
| Zaokrouhlený počet trubek | $z := 42$ |
| Celkový počet trubek | $z_c := 4 \cdot z = 168$ |

Kontrola součinitele přestupu tepla na straně páry

| | |
|-----------------------------------|--|
| Střední teplota páry v přehříváku | $t_p := 833\text{K}$ |
| Měrný objem páry | $v_p := 0.036 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ |
| Parní výkon | $M_p := 44.44 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ |
| Rychlost páry v trubkách | $w_p := \frac{4 \cdot M_p \cdot v_p}{z_c \cdot \pi \cdot d^2} = 21.05 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$ |
| Kinematická viskozita páry | $\nu_p := 1.132 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ |
| Měrná tepelná vodivost páry | $\lambda_p := 0.08198 \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{s}}$ |
| Dynamická viskozita páry | $\eta_p := 3.144 \cdot 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$ |

Měrná tepelná kapacita páry $c_p := 2490.39 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Prandtlovo číslo páry $Pr_p := \frac{\eta_p \cdot c_p}{\lambda_p} = 0.955$

Součinitel přestupu tepla páry na straně spalín

$$\alpha_p := 0.023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\eta_p \cdot v_p} \right)^{0.8} \cdot Pr_p^{0.4} = 2.553 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Průtok spalín

Střední teplota spalín $t_s := 888 \text{K}$

Střední objem vlhkých spalín $O_s := 5.545 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

Průřez spalín $S_p := I^2 - (z \cdot D \cdot l) = 27.936 \text{m}^2$

Množství spalín $M_s := 20 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Rychlost proudu spalín $w_s := O_s \cdot \frac{t_s}{273 \text{K}} \cdot \frac{M_s}{S_p} = 12.913 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Výpočet přestupu tepla

Součinitel tepelné vodivosti spalín $\lambda_s := 0.0863 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Kinematická viskozita spalín $\nu_s := 1.112 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Prandtlovo číslo spalín $Pr_s := 0.6$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

$$\alpha_k := 0.2 \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0.6} \cdot Pr_s^{0.33} = 63.2 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

$$T_p := t_p + 60\text{K} = 893\text{K}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s_t := 0.9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0.384\text{m}$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů

$$r_{sp} := 0.267$$

$$p := 0.101\text{MPa}$$

$$p_{sp} := p \cdot r_{sp} = 0.027 \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$r_{\text{H}_2\text{O}} := 0.136$$

$$k_{sp} := \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3.16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s_t \cdot \text{MPa}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{t_p}{1000\text{K}} \right) = 20.777$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k := k_{sp} \cdot r_{sp} = 5.548$$

Stupeň černosti zaprášeného proudu

$$a_o := 1 - e^{-k \cdot p \cdot s_t \cdot \text{MPa}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}} = 0.193$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} := 0.8$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{\text{sal}} := 5.7 \cdot 10^{-8} (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}) \cdot \frac{a_{\text{st}} + 1}{2} \cdot a_{\text{o}} \cdot t_{\text{s}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{p}}}{t_{\text{s}}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_{\text{p}}}{t_{\text{s}}}\right)} = 28.034 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalín

$$\alpha_{\text{s}} := \alpha_{\text{sal}} + \alpha_{\text{k}} = 91.234 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Součinitel zanesení

$$\varepsilon_{\text{p}} := 0.003 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{\text{s}} := \frac{\alpha_{\text{s}}}{1 + \left(\varepsilon_{\text{p}} + \frac{1}{\alpha_{\text{p}}}\right) \cdot \alpha_{\text{s}}} = 69.674 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Výpočet výšky svazku

Střední logaritmický teplotový spád

$$\Delta_1 := 20$$

$$\Delta_2 := 90$$

$$\Delta t_{\text{ln}} := \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln\left(\frac{\Delta_1}{\Delta_2}\right)} \cdot \text{K} = 46.54 \text{ K}$$

Velikost výhřevné plochy přehříváku

$$h_{\text{p}} := 3650400 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{s}} := 3434000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$S_{\text{pre}} := \frac{M_{\text{p}} \cdot (h_{\text{p}} - h_{\text{s}})}{k_{\text{s}} \cdot \Delta t_{\text{ln}}} = 2.966 \times 10^3 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}
 \text{Délka jedné trubky} \quad L &:= \frac{S_{\text{pre}}}{z_c \cdot \pi \cdot D} = 175.6 \text{ m} \\
 \text{Počet řad} \quad P_r &:= \frac{L}{l} = 29.267 \\
 P_{r.} &:= 30 \\
 \text{Výška svazku} \quad H &:= (P_{r.} \cdot 360 \text{ mm}) - 120 \text{ mm} = 10.68 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Výpočet tlakové ztráty v přehříváku

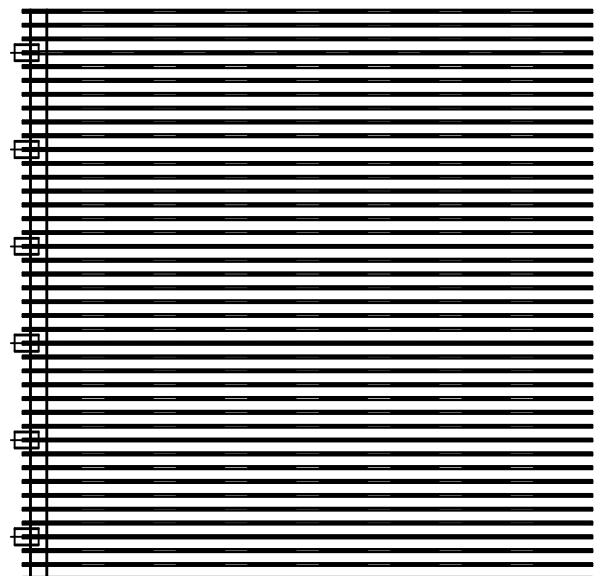
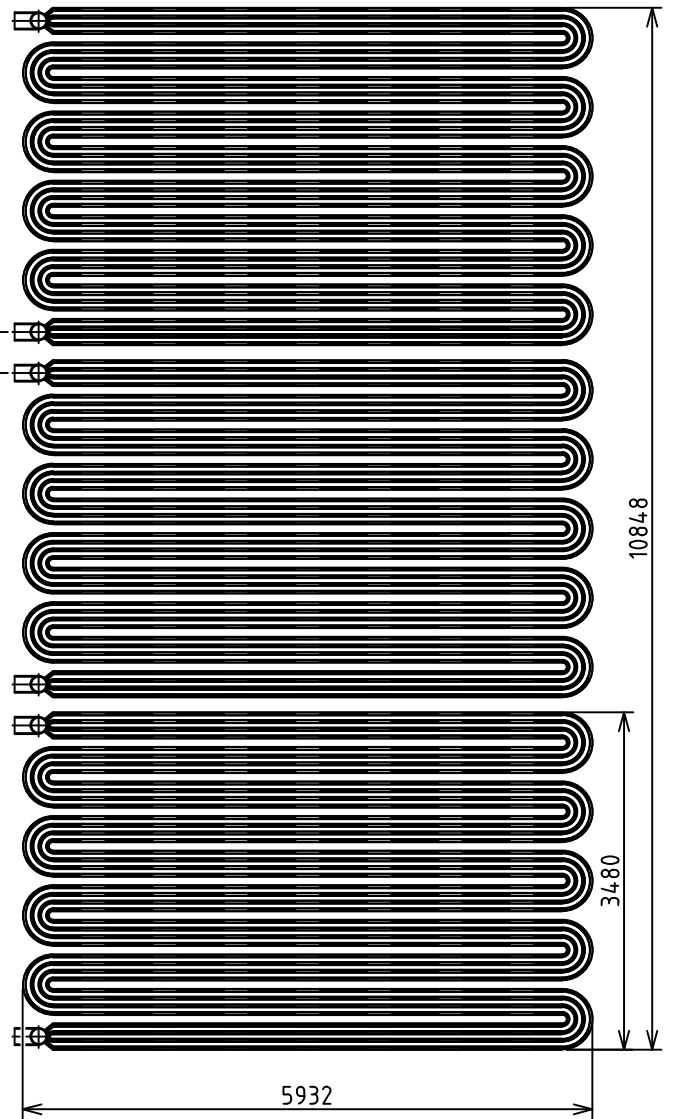
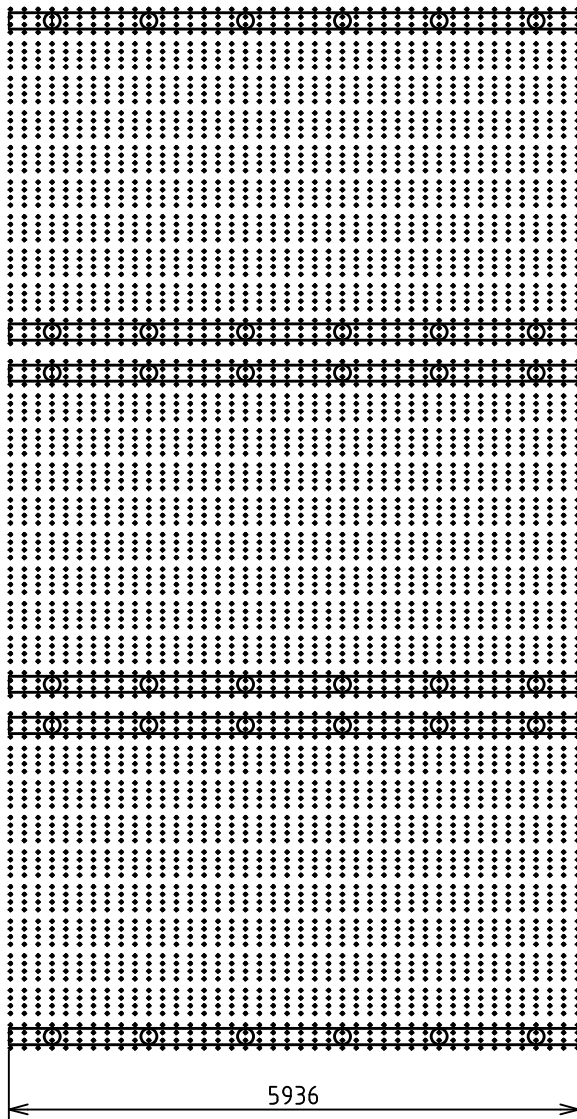
$$\begin{aligned}
 \text{Absolutní drsnost} \quad k_a &:= 0.08 \text{ mm} \\
 \text{Relativní drsnost} \quad k_r &:= \frac{k_a}{d} = 3.333 \times 10^{-3} \\
 \text{Reynoldsovo číslo} \quad Re &:= \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} = 4.463 \times 10^5 \\
 \text{Koeficient tření} \quad \lambda &:= \left(-1.8 \cdot \log \left(\frac{k_r}{10} + \frac{7}{Re} \right) \right)^{-2} = 0.026 \\
 \text{Tlaková ztráta třením v trubkách} \quad \Delta p_z &:= \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \frac{1}{\nu_p} = 1.163 \cdot \text{MPa}
 \end{aligned}$$

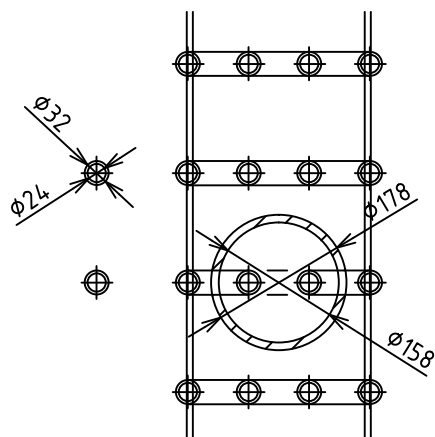
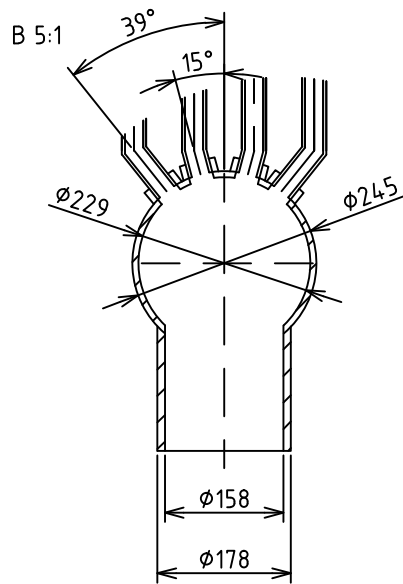
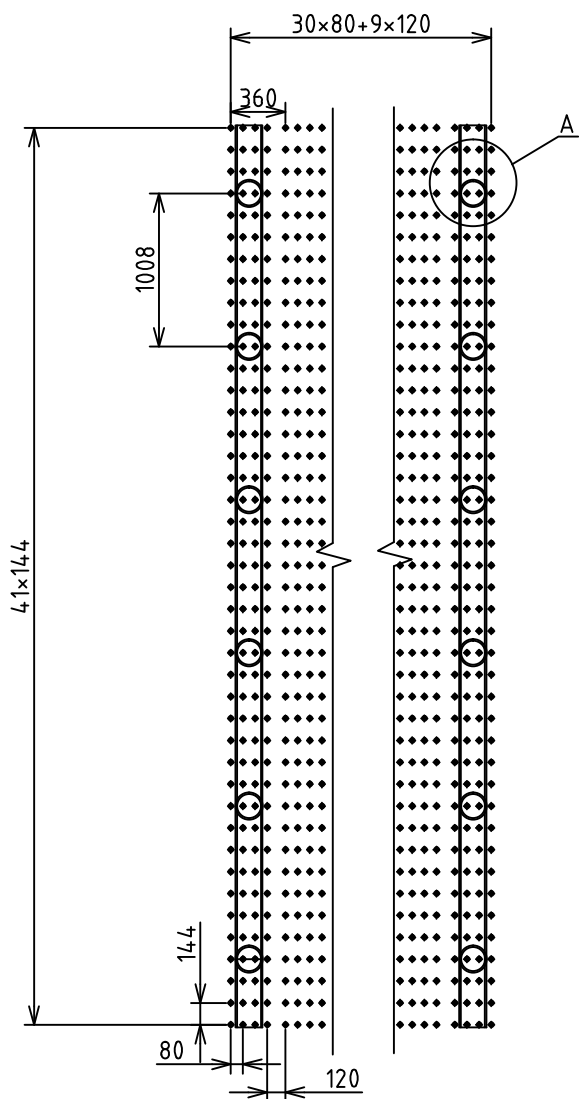
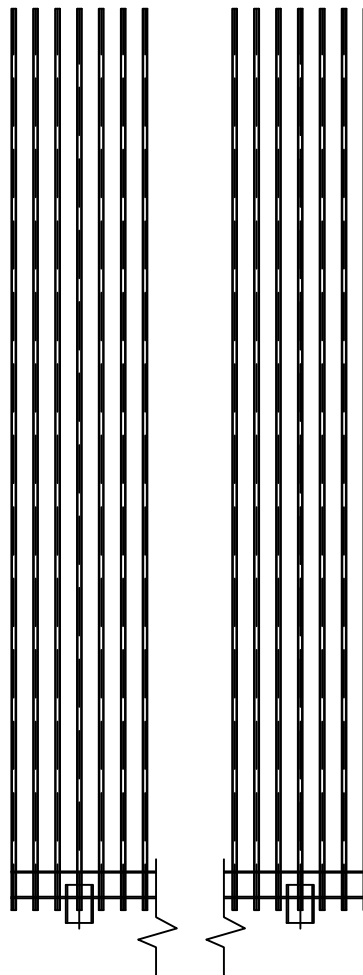
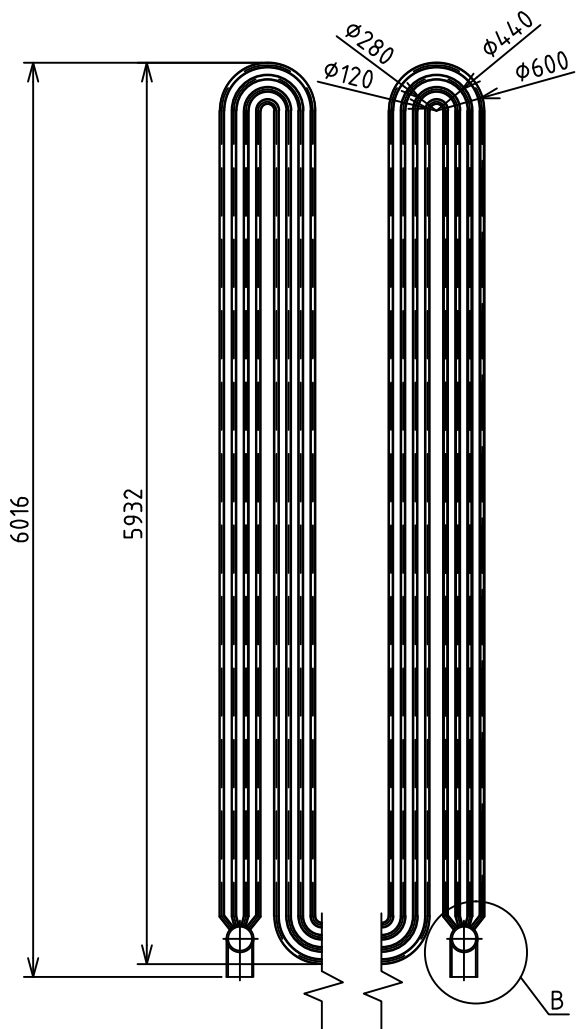
Kontrola tlaku v trubce

$$\begin{aligned}
 \text{Tlak v trubkách} \quad p &:= 10 \text{ MPa} \\
 \text{Výpočet síly} \quad F &:= p \cdot d \cdot 1 \text{ m} = 2.4 \times 10^5 \text{ N} \\
 \text{Plocha trubky v průřezu} \quad s &:= (D - d) \cdot 1 \text{ m} = 8 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \\
 \text{Napětí v trubce} \quad \sigma &:= \frac{F}{s} = 30 \cdot \text{MPa} \\
 \text{Mez kluzu materiálu (Feron)} \quad Re &:= 430 \text{ MPa} \\
 \text{Bezpečnost} \quad k &:= \frac{Re}{\sigma} = 14.333
 \end{aligned}$$

8.2 Výkresová část

Výkres přehříváku byl vytvořen v programu AutoCAD Mechanical 2011 na základě výpočtů. Přehřívák je rozdělen na 3 stejné sekce pro jeho snadnější instalaci. Had z trubek je tvořen z bezešvých trubek o vnějším průměru 32 mm. Z každé sekce je had sveden do větších trubek o průměru 245 mm, aby bylo dosaženo homogenní teploty páry.





9 Závěr

Tato práce shrnuje základní typy cyklů a odvození vzorců pro výpočet jejich termických účinností. Dále představuje technologii nadkritických okruhů a její dělení. Následuje stručný popis nadkritického cyklu. Práce se zmiňuje o jediném nadkritickém projektu v České republice – elektrárně Ledvice.

Kapitola vliv parametrů okruhu na účinnost systému popisuje změnu účinnosti na měnících se parametrech páry. Zde můžeme srovnat nárůst účinnosti oproti podkritickým elektrárnám což je hlavní myšlenkou práce. Do budoucna lze očekávat, že s rostoucím pokrokem v oblasti materiálového inženýrství a se snižující se cenou kvalitních materiálů budeme dosahovat stále vyšších parametrů páry v trubkách, tím pádem vyšší účinnosti a nižší ceny elektrické energie.

V další kapitole je nastíněno, jakou roli může hrát nadkritická voda v jaderné energetice. Je představen princip SCWR – super critical water reactor. Následuje výčet nejznámějších nadkritických elektráren, jejichž vlajkovou lodí je rapidně se rozvíjející energetický asijský trh.

Poslední kapitola se zabývá výpočtem přehříváku modelové elektrárny Ledvice, jejíž výkon byl upraven dle našich potřeb. Výpočty jsou doplněny výkresovou dokumentací.

10 Seznam použité literatury

- [1] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2002, 238 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2037-5.
- [2] PAVELEK, Milan. Termomechanika: Prezentace.
- [3] HOUGH, Shane. Supercritical rankine cycle. 2009, s. 11. Dostupné z: http://www.infinityturbine.com/publications/SupercriticalCO2/Infinity_Rankine.pdf
- [4] Black smoker. In: [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://oceanexplorer.noaa.gov/explorations/05lostcity/background/chem/media/sully2_400.jpg
- [5] Moderní energetické stroje. In: *VŠB - Technická Univerzita Ostrava* [online]. [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/moderni.pdf>
- [6] MICHELE, František. Parní bloky výkonových tříd 600 až 1000 MW s nadkritickými parametry páry. [online]. [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/parni-bloky-vykonovych-trid-600-az-1000-mw-s-nadkritickymi-parametry-pary_12133.html
- [7] Supercritical cycle. In: [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Intro/Chapt.1_6/steamplant/supercrit0.gif
- [8] ČEZ. *Elektrárna Ledvice* [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/uhelne-elektrarny/cr/ledvice.html>
- [9] SCHNEPP, Ota. Nový zdroj v Ledvicích má za sebou první zapálení kotle. In: [online]. 2014 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/pro-media/tiskove-zpravy/4631.html>
- [10] ŠKODA PRAHA INVEST. *Nový 660MWe blok s nadkritickými parametry páry v elektrárně Ledvice* [online]. 2011 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.spininvest.cz/files/Ledvice.pdf>
- [11] World Nuclear Association. [online]. 2014 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://world-nuclear.org/nucleardatabase/rdResults.aspx?id=27569>
- [12] Reactor generations. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.bertrandbarre.com/images/pic_nuc_calend_en.gif
- [13] WAGNER, Vladimír. Reaktory IV generace. *O.S.E.L.* [online]. 2008 [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <http://www.osel.cz/tisk.php?clanek=3568>

- [14] Lippendorf power plant. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.weber-lifttechnik.de/fileadmin/user_upload/referenzen/1a.jpg
- [15] Waigaoqiao power plant. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.siemens.com/press/pool/de/pp_cc/2006/06_jun/sc_upload_file_osep200609_11_072dpi_1383869.jpg
- [16] Oak Grove power plant. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.fluor.com/FluorProjectPhotos/OakGrove/oak-grove-power-station-4-fw.jpg>
- [17] BURNARD, Keith a Sankar BHATTACHARYA. Power generation from coal. 2011, s. 56.
- [18] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 212 s. ISBN 80-010-2591-8.

11 Seznam použitých symbolů a zkratek

11.1 Seznam symbolů

| Označení | Legenda | Jednotky |
|-----------------|---|-----------------------|
| P | Tlak | [Pa] |
| v | Měrný objem | [m ³ /kg] |
| T | Teplota | [K] |
| s | Měrná entropie | [J/kg*K] |
| h | Měrná entalpie | [J/kg] |
| q _H | Přivedené měrné teplo | [J/kg] |
| q _C | Odvedené měrné teplo | [J/kg] |
| T _H | Teplota přivedeného měrného tepla | [K] |
| T _C | Teplota odvedeného měrného tepla | [K] |
| a _O | Měrná práce | [J/kg] |
| η _T | Termická účinnost | [%] |
| a _T | Práce vykonaná turbínou | [J/kg] |
| a _C | Práce spotřebovaná napáječkou | [J/kg] |
| T _k | Kritická teplota vody | [K] |
| p _K | Kritický tlak vody | [Pa] |
| D | Vnější průměr trubky | [mm] |
| d | Vnitřní průměr trubky | [mm] |
| l | Šířka kotle | [m] |
| S ₁ | Rozteč trubek podélná | [mm] |
| S ₂ | Rozteč trubek svislá | [mm] |
| z | Počet trubek v řadě | [-] |
| z _c | Celkový počet trubek | [-] |
| t _p | Střední teplota páry v přehříváku | [K] |
| v _p | Měrný objem páry | [m ³ /kg] |
| M _p | Parní výkon | [kg/s] |
| w _p | Rychlost páry v trubkách | [m/s] |
| ν _p | Kinematická viskozita páry | [m ² /s] |
| λ _p | Měrná tepelná vodivost páry | [J/m.K.s] |
| η _p | Dynamická viskozita páry | [Pa.s] |
| c _p | Měrná tepelná kapacita páry | [J/kg.K] |
| Pr _p | Prandtlovo číslo páry | [-] |
| α _p | Součinitel přestupu tepla páry na straně spalin | [W/m ² .K] |
| T _s | Střední teplota spalin | [K] |
| O _s | Střední objem vlhkých spalin | [m ³ /kg] |
| S _p | Průřez spalin | [m ²] |
| M _s | Množství spalin | [kg/s] |
| w _s | Rychlost proudu spalin | [m/s] |
| λ _s | Součinitel tepelné vodivosti spalin | [W/m.K] |
| ν _s | Kinematická viskozita spalin | [m ² /s] |
| Pr _s | Prandtlovo číslo spalin | [-] |
| α _k | Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin | [W/m ² .K] |
| T _p | Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn | [K] |
| s _t | Efektivní tloušťka sálavé vrstvy | [m] |

| | | |
|-----------------|--|-----------------------|
| r_{sp} | Objemová koncentrace tříatomových plynů | [-] |
| p_{sp} | Celkový parciální tlak tříatomových plynů | [MPa] |
| r_{H_2O} | Objemová koncentrace vody | [-] |
| k_{sp} | Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny | [-] |
| k | Součinitel zeslabení sálání | [-] |
| a_o | Stupeň černosti zaprášeného proudu | [-] |
| a_{st} | Stupeň černosti povrchu stěn | [-] |
| α_{sal} | Součinitel přestupu tepla sáláním | [W/m ² .K] |
| α_s | Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalín | [W/m ² .K] |
| ε_p | Součinitel zanesení | [m ² .K/W] |
| k_s | Součinitel prostupu tepla | [W/m ² .K] |
| Δ_1 | Teplotový spád na konci přehříváku | [-] |
| Δ_2 | Teplotový spád na začátku přehříváku | [-] |
| Δt_{ln} | Střední logaritmický teplotový spád | [K] |
| h_p | Měrná entalpie páry na konci přehříváku | [J/kg] |
| h_s | Měrná entalpie páry na začátku přehříváku | [J/kg] |
| S_{pre} | Velikost výhřevné plochy přehříváku | [m ²] |
| L | Délka jedné trubky | [m] |
| P_r | Počet řad | [-] |
| H | Výška svazku | [m] |
| k_a | Absolutní drsnost | [mm] |
| k_r | Relativní drsnost | [-] |
| Re | Reynoldsovo číslo | [-] |
| λ | Koeficient tření | [-] |
| Δp_z | Tlaková ztráta třením v trubkách | [MPa] |
| F | Síla na element trubky | [N] |
| s | Plocha trubky v průřezu | [m ²] |
| σ | Napětí v trubce | [MPa] |
| Re_c | Mez kluzu materiálu | [MPa] |
| k | Bezpečnost | [-] |

11.2 Seznam zkratek

| | |
|------|------------------------------|
| C | Kondenzátor |
| K | Kotel |
| G | Generátor |
| N | Napájecí čerpadlo |
| T | Turbína |
| SCWR | Supercritical water reactor |
| PWR | Pressurized water reactor |
| BWR | Boiling water reactor |
| LGWR | Light water graphite reactor |
| GCR | Gas cooled reactor |
| HP | High pressure |
| LP | Low pressure |
| BAT | Best Available Technology |
| VT | Vysokotlaký |
| ST | Střednětlaký |
| NT | Nízkotlaký |

12 Seznam obrázků

| | |
|---|----|
| Obr. 1: Carnotův cyklus v oblasti mokré páry..... | 11 |
| Obr. 2: Rankineův-Clausiiův cyklus v oblasti mokré páry..... | 12 |
| Obr. 3: Schéma zařízení využívající Rankineův-Clausiiův cyklus..... | 12 |
| Obr. 4: Zobrazení cyklu s přehřevem páry..... | 13 |
| Obr. 5: Schéma zařízení využívající cyklus s přehřevem páry..... | 13 |
| Obr. 6: Zobrazení cyklu s přehřevem a znovupřehřevem páry..... | 14 |
| Obr. 7: Schéma cyklu s přehřevem a znovupřehřevem páry..... | 14 |
| Obr. 8: Fázový diagram vody..... | 16 |
| Obr. 9: Znázornění pracovních křivek u jaderných reaktorů..... | 16 |
| Obr. 10: Hydrotermální průduch – Nadkritický stav vody v přírodě..... | 17 |
| Obr. 11: Nadkritický okruh v T-s diagramu..... | 18 |
| Obr. 12: Schéma nadkritického okruhu..... | 18 |
| Obr. 13: Kotelna nadkritického bloku elektrárny Ledvice..... | 19 |
| Obr. 14: Postup tvorby křivek v grafu změny účinnosti v závislosti na přehřátí páry | 23 |
| Obr. 15: Závislost účinnosti na teplotě páry..... | 24 |
| Obr. 16: Postup tvorby křivek v grafu změny účinnosti v závislosti na tlaku páry... | 25 |
| Obr. 17: Závislost účinnosti na tlaku v kotli..... | 26 |
| Obr. 18: Postup tvorby křivek v grafu změny účinnosti v závislosti na tlaku páry (omezeno entropií)..... | 27 |
| Obr. 19: Závislost účinnosti na tlaku v kotli (omezeno entropií)..... | 28 |
| Obr. 20: Generace reaktorů v jaderné energetice..... | 29 |
| Obr. 21: Typy reaktorů podle podílu výroby energie..... | 30 |
| Obr. 22: Nadkritická elektrárna Lippendorf..... | 31 |
| Obr. 23: Nadkritická elektrárna Waigaoqiao..... | 32 |
| Obr. 24: Výstavba nadkritické elektrárny Oak Grove Plant..... | 33 |

13 Seznam tabulek

Tab. 1: Nadkritické bloky nedávno zprovozněné nebo ve výstavbě (k roku 2011) ...33